

VŠB – Technická univerzita Ostrava Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

# ***Vrtací lafeta***

## ***Drilling Carriage***



Student:

**Jaroslav Opěla**

Vedoucí bakalářské práce:

**doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Ostrava 2016

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jaroslav Opěla**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**  
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**  
Téma: **Vrtací lafeta  
Drilling Carriage**  
Jazyk vypracování: **čeština**

### Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce, jejímž cílem je optimalizace vrtacího zařízení, sloužící jako jedno z přídavných zařízení k univerzálnímu stroji typu PSU, proveďte stručnou rešerši a analýzu problému. Navrhněte a pevnostně zkontrolujte vhodné řešení posuvu vrtací lafety. Dále navrhněte nosný rám lafety včetně vedení a uložení hydraulické vrtačky a proveďte potřebné pevnostní analýzy, popřípadě kinematické výpočty. Konstruktivní řešení podložte technickou dokumentací. Konkrétní technické a provozní parametry určí zadavatel – fa Ferrit s.r.o.

### Seznam doporučené odborné literatury:

JURMAN, J. *Vrtací a nakládací stroje*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1984, 296 s.  
ŠEFL, Z. – ŠEFLOVÁ, A. *Razicí stroje a komplexy I: (vrtací stroje a zařízení)*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1992, 199 s. ISBN 80-7078-173-4.  
JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



---

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 16.5.2016

..... Jaroslav Opela

podpis studenta

---

---

**Prohlašuji, že:**

- ✓ jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- ✓ beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠBTUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- ✓ souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce.
- ✓ Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠBTUO.
- ✓ bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- ✓ bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- ✓ beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě ..... 16.5.2016

..... Jaroslav Opěla

podpis autora práce

Jaroslav Opěla

Palkovice 73

73941 Palkovice

---

---

## Anotace

OPĚLA, J. *Vrtací lafeta – bakalářská práce*. OSTRAVA: Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 62 s. Vedoucí práce: FRIES, J.

Bakalářská práce se zabývá optimalizací vrtacího zařízení. V úvodu práce je popis vrtací jednotky a uvedení do tématu. V další části je analýza problému s výběrem možných konstrukčních řešení, po kterých následuje pevnostní návrh zvoleného řešení. V závěru práce jsou pomocí MKP analýzy některé navržené komponenty odzkoušeny a zhodnoceny výsledky jednotlivých analýz. Technická dokumentace konstrukčního řešení je obsažena v příloze.

## Annotation

OPĚLA, J. *Drilling Carriage - bachelor thesis*. OSTRAVA: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2016, 62 p. Thesis head: FRIES, J.

In this bachelor thesis is solved optimization of drilling equipment. The introduction contains description of drilling unit and introduction to the topic. The next part is focused on analysis of solved problem, the part of these chapter is strength design of choose solution. The FEM analysis of proposal components is in the end of thesis, which comprises results of these analysis. Technical documentation design solution is contained in the annex.

---

---

# OBSAH

|                                                  |                                        |
|--------------------------------------------------|----------------------------------------|
| SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ .....                  | 7                                      |
| 1 Úvod .....                                     | 10                                     |
| 2 Rešerše .....                                  | 12                                     |
| 2.1 Vrtatelnost hornin .....                     | 12                                     |
| 2.2 Účel vrtání a druhy vrtů .....               | 13                                     |
| 2.3 Způsoby vrtání.....                          | 14                                     |
| 2.4 Vrtací lafeta .....                          | 18                                     |
| 2.4.1 Funkce .....                               | 18                                     |
| 2.4.2 Důležité části .....                       | 19                                     |
| 2.4.3 Použití.....                               | 21                                     |
| 3 Analýza problému .....                         | 22                                     |
| 3.1 Podávací zařízení.....                       | 22                                     |
| 3.2 Vedení .....                                 | 23                                     |
| 4 Konstrukční řešení.....                        | 26                                     |
| 4.1 Posuvový mechanismus .....                   | 27                                     |
| 4.1.1 Pevnostní výpočet řetězového převodu ..... | 27                                     |
| 4.1.2 Volba rotačního hydromotoru .....          | 33                                     |
| 4.1.3 Pevnostní výpočet osy hnacího kola .....   | 33                                     |
| 4.1.4 Pevnostní výpočet osy vratného kola .....  | 36                                     |
| 4.1.5 Pevnostní kontrola napínacích šroubů.....  | 39                                     |
| 4.2 Kluzné vedení .....                          | 40                                     |
| 4.2.1 Konstrukční řešení.....                    | 40                                     |
| 4.2.2 Pevnostní kontrola kluzných desek.....     | 41                                     |
| 4.3 Uložení vrtacího stroje .....                | 42                                     |
| 4.4 Nosný rám .....                              | 45                                     |
| 5 Pevnostní analýza.....                         | 48                                     |
| 5.1 Posuvný vozík.....                           | 48                                     |
| 5.2 Nosný rám .....                              | 52                                     |
| 6 Závěr.....                                     | 57                                     |
| SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....                  | 58                                     |
| SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK .....                   | 60                                     |
| SEZNAM PŘÍLOH.....                               | 62                                     |
| PŘÍLOHY.....                                     | <b>Chyba! Záložka není definována.</b> |

## SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

| Značka                      | název                                   | jednotka |
|-----------------------------|-----------------------------------------|----------|
| A                           | Předběžná osová vzdálenost              | [mm]     |
| D <sub>a</sub>              | Průměr hlavové kružnice                 | [mm]     |
| D <sub>d</sub>              | Malý průměr podložky                    | [mm]     |
| D <sub>f</sub>              | Průměr patní kružnice                   | [mm]     |
| D <sub>g</sub>              | Největší průměr věnce                   | [mm]     |
| D <sub>t1</sub>             | Roztečný průměr hnacího kola            | [mm]     |
| D <sub>t2</sub>             | Roztečný průměr hnaného kola            | [mm]     |
| F <sub>Č</sub>              | Tahová síla na rotační hydromotor       | [N]      |
| F <sub>H</sub>              | Tahová síla na osu hnacího kola         | [N]      |
| F <sub>N</sub>              | Normálová síla                          | [N]      |
| F <sub>T</sub>              | Tíhová síla                             | [N]      |
| F <sub>M</sub>              | Síla od momentu přitlačné síly          | [N]      |
| F <sub>m</sub>              | Tahová složka od tíhy řetězu            | [N]      |
| F <sub>o</sub>              | Osová síla                              | [N]      |
| F <sub>oc</sub>             | Obvodová síla od účinku odstředivé síly | [N]      |
| F <sub>p</sub>              | Přítlačná síla                          | [N]      |
| F <sub>pt</sub>             | Síla při přetržení řetězu               | [N]      |
| F <sub>p1</sub>             | Y složka síly v podpoře jedna           | [N]      |
| F <sub>p2</sub>             | Y složka síly v podpoře dva             | [N]      |
| F <sub>f</sub>              | Síla v řetězu                           | [N]      |
| F <sub>TŘ</sub>             | Třecí síla                              | [N]      |
| F <sub>t</sub>              | Celková tahová síla v řetězu            | [N]      |
| G                           | Tíha                                    | [N]      |
| L                           | Délka řetězu                            | [mm]     |
| M <sub>TM</sub>             | Moment tření na matici                  | [N · mm] |
| M <sub>TZ</sub>             | Moment tření v závitu                   | [N · mm] |
| M <sub>U</sub>              | Utahovací moment matice                 | [N · mm] |
| M <sub>k1</sub>             | Krouticí moment hnacího kola            | [N · m]  |
| P                           | Přenášený výkon                         | [W]      |
| P <sub>h</sub>              | Stoupání závitu                         | [mm]     |
| P <sub>D</sub>              | Diagramový výkon                        | [W]      |
| P <sub>D</sub> <sup>\</sup> | Korigovaný výkon                        | [W]      |
| R <sub>a</sub>              | Reakce v podpoře A                      | [N]      |
| R <sub>b</sub>              | Reakce v podpoře B                      | [N]      |

|                   |                                     |                        |
|-------------------|-------------------------------------|------------------------|
| $R_e$             | Napětí na mezi kluzu                | [MPa]                  |
| $S$               | Plocha kloubu                       | [mm <sup>2</sup> ]     |
| $S_{SV}$          | Nosná plocha svaru                  | [mm <sup>2</sup> ]     |
| $S_k$             | Rozměr klíče                        | [mm]                   |
| $W_o$             | Modul průřezu v ohybu               | [mm <sup>3</sup> ]     |
| $X$               | Počet článků                        | [-]                    |
| $Y$               | Činitel rázů                        | [-]                    |
| $a$               | Vzdálenost $F_{\check{C}}$ od $F_t$ | [mm]                   |
| $a$               | Charakteristický rozměr svaru       | [mm]                   |
| $a$               | Vzdálenost $G$ od $R_a$             | [mm]                   |
| $b$               | Vzdálenost $F_{\check{C}}$ od $F_H$ | [mm]                   |
| $b$               | Vzdálenost $R_A$ od $R_B$           | [mm]                   |
| $b_1$             | Šířka válečku                       | [mm]                   |
| $b_a$             | Hodnota zaoblení zubu               | [mm]                   |
| $b_f$             | šířka zubu                          | [mm]                   |
| $d$               | Jmenovitý průměr závitu šroubu      | [mm]                   |
| $d$               | Průměr mazacího otvoru              | [mm]                   |
| $d_1$             | Průměr válečku                      | [mm]                   |
| $d_2$             | Střední průměr závitu šroubu        | [mm]                   |
| $d_3$             | Malý průměr závitu šroubu           | [mm]                   |
| $d_H$             | Průměr osy hnacího kola             | [mm]                   |
| $d_3^{\setminus}$ | Předběžný malý průměr závitu šroubu | [mm]                   |
| $f$               | Součinitel tření                    | [-]                    |
| $f_z$             | Součinitel tření na závitech        | [-]                    |
| $g$               | Tíhové zrychlení                    | [m · s <sup>-2</sup> ] |
| $i$               | Převodový poměr                     | [-]                    |
| $k$               | Součinitel bezpečnosti              | [-]                    |
| $k_{\parallel}$   | Bezpečnost rovnoběžného zatížení    | [-]                    |
| $k_{\perp}$       | Bezpečnost kolmého zatížení         | [-]                    |
| $k_D$             | Dynamická bezpečnost                | [-]                    |
| $k_s$             | Statická bezpečnost                 | [-]                    |
| $l_p$             | Délka pouzdra                       | [mm]                   |
| $m$               | Hmotnost                            | [kg]                   |
| $m_1$             | Hmotnost jednoho metru řetězu       | [kg]                   |
| $m_L$             | Hmotnost lunety                     | [kg]                   |
| $m_V$             | Hmotnost vozíku                     | [kg]                   |
| $m_{VS}$          | Hmotnost vrtacího stroje            | [kg]                   |

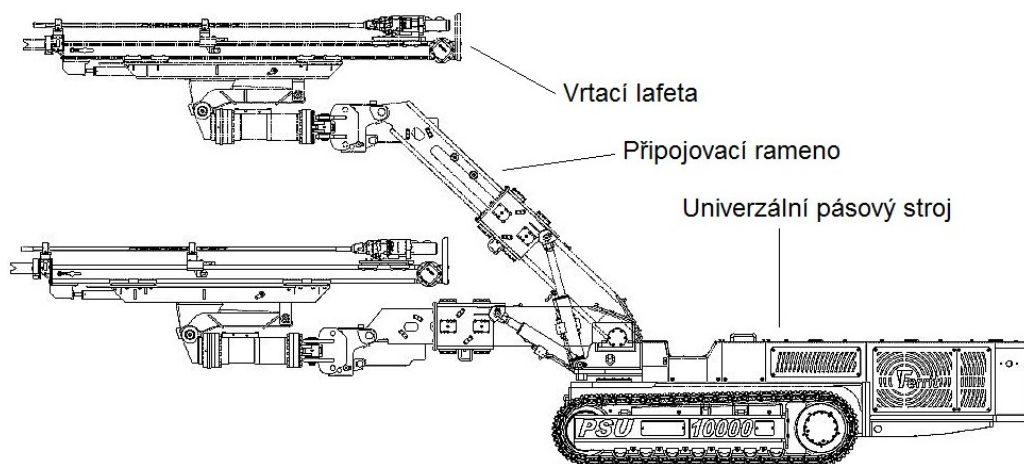


|                            |                                       |                        |
|----------------------------|---------------------------------------|------------------------|
| $m_k$                      | Hmotnost kluzného kazet               | [kg]                   |
| $n_h$                      | Otáčky hnacího kola                   | [s <sup>-1</sup> ]     |
| $n_{min}$                  | Minimální otáčky hydromotoru          | [s <sup>-1</sup> ]     |
| $p$                        | Směrný tlak                           | [MPa]                  |
| $p_D$                      | Dovolený tlak                         | [MPa]                  |
| $p_p$                      | Výpočtový tlak v kloubu               | [MPa]                  |
| $r_h$                      | Poloměr hnacího kola                  | [mm]                   |
| $r_a$                      | Poloměr boku zubu                     | [mm]                   |
| $r_f$                      | Poloměr zubní mezery                  | [mm]                   |
| $t$                        | Rozteč                                | [mm]                   |
| $v_H$                      | Obvodová rychlost pouzdra na hn. kole | [m · s <sup>-1</sup> ] |
| $v_V$                      | Obvodová rychlost pouzdra na vr. Kole | [m · s <sup>-1</sup> ] |
| $v_p$                      | Rychlost posuvu                       | [m · s <sup>-1</sup> ] |
| $v_{min}$                  | Minimální rychlost posuvu             | [m · s <sup>-1</sup> ] |
| $z_{min}$                  | Minimální počet zubů                  | [-]                    |
| $z_1$                      | Počet zubů hnacího kola               | [-]                    |
| $z_2$                      | Počet zubů vratného kola              | [-]                    |
| $\alpha$                   | Vrcholový úhel závitů                 | [°]                    |
| $\beta$                    | Součinitel tloušťky koutového svaru   | [-]                    |
| $\beta$                    | Index zanedbaného krutu               | [-]                    |
| $\gamma$                   | Činitel výkonu                        | [-]                    |
| $\eta_c$                   | Celková účinnost kladek               | [-]                    |
| $\lambda$                  | Činitel tření                         | [-]                    |
| $\mu$                      | Součinitel mazání                     | [-]                    |
| $\pi$                      | Ludolfovo číslo                       | [-]                    |
| $\rho$                     | Činitel osové vzdálenosti             | [-]                    |
| $\sigma_t$                 | Tahové napětí                         | [MPa]                  |
| $\sigma_{red}$             | Redukované napětí                     | [MPa]                  |
| $\sigma_o$                 | Ohybové napětí                        | [MPa]                  |
| $\sigma_D$                 | Dovolené napětí                       | [MPa]                  |
| $\tau$                     | Smykové napětí                        | [MPa]                  |
| $\tau_{\perp}^{M_o F_o/2}$ | Ohybové napětí od $F_o / 2$           | [MPa]                  |
| $\tau_{\parallel}^{F_o/2}$ | Smykové napětí od $F_o / 2$           | [MPa]                  |
| $\varphi$                  | Úhel otevření zubové mezery           | [°]                    |
| $\varphi$                  | Součinitel provedení řetězu           | [-]                    |
| $\varphi^{\setminus}$      | Třecí úhel                            | [°]                    |
| $\psi$                     | Úhel stoupání                         | [°]                    |

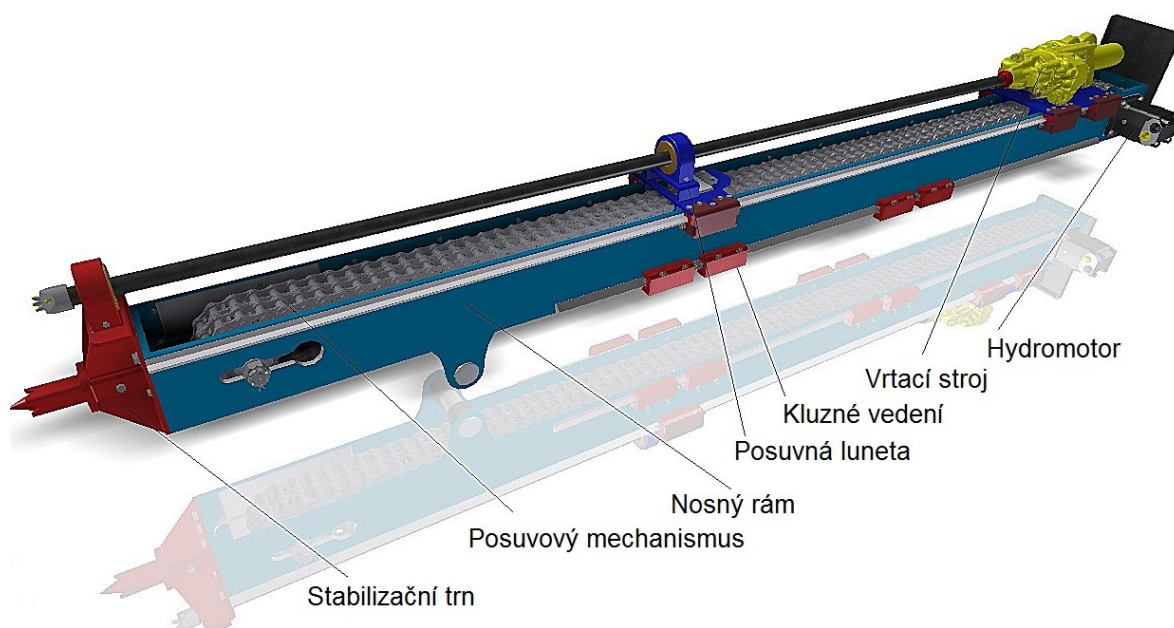
## 1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je optimalizace vrtacího zařízení, sloužící jako jedno z přídatných zařízení k univerzálnímu stroji typu PSU (Obr. 1.1). Vrtací lafeta je jedna z šesti možných přídatných zařízení, díky nimž je PSU víceúčelovým strojem sloužící k začišťování, nakládání, rozrušování či k vrtání horniny. Fa ferrit s.r.o. je výrobcem a distributorem těchto strojů již řadu let. Snaha o stálé držení kroku s vývojem těžního průmyslu a požadavků zákazníků je neodmyslitelnou částí strategie této firmy. I z tohoto důvodu jsou všechny stroje, ve spolupráci s koncovým zákazníkem, neustále ve vývoji.

Vrtací lafeta je název pro vrtací zařízení, které je neseno buďto jednoúčelovou vrtací soupravou, nebo jako v tomto případě víceúčelovým strojem. Lafeta je určena výhradně pro vrtání střelných a kotvících otvorů. Vrtací rameno může být vybaveno různými vrtacími korunkami a tyčemi, přičemž stroj může být vybaven stabilizátory, které zajišťují ještě větší stabilitu. Lafeta je vybavena vrtací posuvnou jednotkou s vrtacím příklepovým kladivem (Obr. 1.2). Vrtací stroj je napojen na pracovní hydraulický obvod stroje, na přívod oplachovací vody a na systém automatického mazání. Pole působnosti lafety je dáno hydraulickým vyložení ramene. Díky možnosti ukotvení na vrtanou horninu a vzepření proti protější zdi je zajištěna absolutní tuhost při vrtacím procesu. Lafeta může být využívána pro vrtání jakékoli horniny, standardně se využívá v prostorách s nebezpečím výbuchu metanu IM2 [1].



Obr. 1.1 - Konstrukční části soupravy



**Obr. 1.2 - Popis vrtací lafety**

Pod odborným vedením konstruktéra fa. Ferrit s.r.o. v této bakalářské práci optimalizují vrtací lafetu. Konkrétně provedu návrh vhodného posuvového mechanismu, nosného rámu lafety a uložení vrtacího stroje. Přitom je nezbytné dodržet určité požadavky, které musím při návrhu zohlednit. Vrtací lafeta musí být kompatibilní s připojovacím ramenem k PSU. Lafeta musí vycházet z parametrů současného vrtacího stroje, posuv bude zajištěn pomocí rotačního hydromotoru stejné řady a rozměry lafety musí vyhovovat vrtacím tyčím o délce 3,2 metru.

## 2 Rešerše

Nasazení vrtací techniky je v dnešní době neodmyslitelnou součástí prací prováděných v dolech, lomech, stavebním průmyslu, geologii a mnoha dalších odvětvích. Rozšiřují se možnosti použití této techniky při řešení složitých problémů, které souvisejí vesměs se snahou zajistit bezpečnostní, hygienické a výkonové aspekty vrtných a jiných činností.

### 2.1 Vrtatelnost hornin

Vrtatelnost horniny je hodnota, která vypovídá o obtížnosti vrtání konkrétní horniny. Je souhrnem fyzikálně mechanických vlastností hornin, které ovlivňují základním způsobem rychlost vrtání. Právě prostřednictvím rychlosti vrtání se vrtatelnost nejčastěji vyjadřuje. Ta je však funkčně závislá na vlastnostech horniny, způsobu vrtání, konstrukci vrtacího nástroje a režimu vrtání. Pro určitý způsob a režim vrtání je tedy vrtatelnost hornin technologickou vlastností dvojice: hornina-vrtací stroj. Je nutné mít na zřeteli, že táž hornina může vlivem různých režimů vrtného procesu, způsobu vrtání nebo různé konstrukce vrtacího nástroje nabývat řadu různých hodnot téže vlastnosti – vrtatelnosti, jak je uvedeno v Tab. 2.1 [2].

Nejobvyklejším kritériem pro hodnocení vrtatelnosti je měrná objemová energie vyjádřená vztahem:

$$w = \frac{P}{V} \quad (2.1)$$

w – měrná objemová energie [ $\text{J} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

P – výkon na vrtacím nástroji [W]

V – objem rozpojené horniny za čas [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]

**Tab. 2.1 - Faktory ovlivňující vrtatelnost**

| FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ VRTATELNOST                                                    |                                                                                |                                      |                                                                                                              |
|------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Geologické<br>(hornina)                                                            | Technické<br>(rozpojovací nástroj)                                             | Technologické<br>(režim rozpojování) | Vnější podmínky                                                                                              |
| -pevnostní<br>vlastnosti<br>- smyková<br>pevnost<br>- soudržnost<br>- smočitelnost | - typ nástroje<br>- geometrie<br>- materiál<br>-způsob zpracování<br>materiálu | - otáčky<br>- přítlak                | - napěťový stav<br>masivu (hydro- a<br>geostatický tlak)<br>- teplota<br>- chemismus<br>(hornin, vod, plynů) |
| neměnné                                                                            | volitelné                                                                      | regulovatelné                        | neovlivnitelné                                                                                               |

## 2.2 Účel vrtání a druhy vrtů

Je obecně známo, že vrtání je rozsáhlým oborem, kterému je věnována velká pozornost, protože se jedná o náročnou a nákladnou oblast. Zasahuje do mnoha jiných oborů, buď přímo, nebo nepřímo a tím se stává důležitým a nezbytným pro široký okruh technické činnosti. Důlní vrtání je možné rozdělit podle různých kritérií. Nejvhodnější členění je dle účelu, pro který jsou vrty prováděny [3].

Tab. 2.2 - Druhy vrtů

| VRTY                                                                                                          |                                                                                                                                                                                                                                                              |                                                                                                                                                                                                                  |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Průzkumné                                                                                                     | V hlubinných dolech                                                                                                                                                                                                                                          | V lomech                                                                                                                                                                                                         |
| <ul style="list-style-type: none"><li>- Vrty geologicko-průzkumné</li><li>- Vrty provozně-průzkumné</li></ul> | <ul style="list-style-type: none"><li>- Vrty zavlažovací</li><li>- Vrty degazační</li><li>- Vrty zajišťovací</li><li>- Vrty odvodňovací</li><li>- Vrty ke snížení nebezpečí horských otřesů</li><li>- Vrty pro trhací práce</li><li>- Vrty ostatní</li></ul> | <ul style="list-style-type: none"><li>- Vrty geologické</li><li>- Vrty k vyhledávání dutin</li><li>- Vrty pro trhací práce</li><li>- Vrty odvodňovací</li><li>- Vrty pozorovací</li><li>- Vrty ostatní</li></ul> |

Tato vrtací lafeta je způsobilá k většině těchto vrtů, primárně se ale používá pouze v hlubinných dolech. Proto nyní přiblížím pouze některé z této skupiny vrtů.

### Vrty zajišťovací – zabezpečovací

Tyto vrty jsou nutné pro zajištění bezpečnosti při ražení dlouhých důlních děl, zvláště pro ochranu před náhlými průvaly vod a výrony plynů. Důlní díla jsou ohrožena zvodněními a proplyněními stařinami, tektonickými poruchami a především tzv. detrity, což jsou vrstvy zvodněných a proplyněných rozrušených hornin, uložených na styku karbonu s miocénem. Konečné hloubky vrtů se pohybují mezi 20 – 150 m. Používány jsou vrtné průměry 65 – 93 mm. Zajišťovací vrty často slouží později jako vrty degazační.

### Vrty pro trhací práce

Jsou první ze základních operací při razících pracích. Postup dolu do větších hloubek je doprovázen zhoršováním báňsko-geologických podmínek. Zvyšují se totiž pevnostní vlastnosti hornin jejich náchylnost ke kusovitosti, což celkově způsobuje nárůst odporu vůči rozrušování. V hlubinném dolu je mimo uhelnou sloj téměř nemožné postupovat při razbě bez využití účinku nátrasných trhacích prací. Optimální průměr otvoru závisí na druhu použité trhaviny a fyzikálně mechanických vlastností horniny, druhu odstřelu a požadované fragmentaci horniny. Orientačně se průměry děl pohybují do 50 mm při

---

délce okolo 10 m. Zvětšení průměru vývrtu, a tím i nálože, snižuje potřebný počet otvorů, ale zvětšuje kusovitost nastřelené rubaniny.

### **Vrty ostatní**

Sem patří vrty, které jsou tímto typem lafety zajišťovány. Jedná se o vrty svorníkovací, které jsou nutné pro instalaci svorníkové výztuže. Dále vrty injektážní, které slouží ke zpevňování hornin v případě jejich vylamování nebo drobivosti, což způsobuje neefektivnost dobývacích prací. Délky vrtů jsou v obou případech do 3 m [3].

## **2.3 Způsoby vrtání**

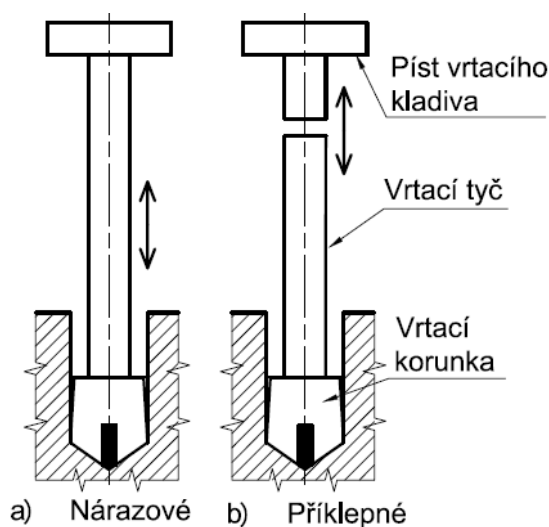
Podle způsobu přenosu energie na rozpojovací nástroj a na vrtanou horninu se rozpojování materiálu horniny dělí na způsoby mechanické a fyzikální (Příloha A). Fyzikální způsoby rozpojování hornin jsou jen velmi zřídka využívány, proto přiblížím pouze způsoby mechanické [2].

### **Vrubový způsob**

Do tohoto způsobu rozpojování patří dva typy vrtání. Oba mají společné to, že břit nástroje působí na čelo vrtu úderem. Díky klínovému tvaru vniká do horniny a vytváří žlábkovitý vtisk.

U nárazového vrtání Obr. 2.1 a) je píst spojen přímo s vrtací tyčí. Aby měl nástroj při dopadu na horninu dostatečné množství energie, musí mít stroj značnou hmotnost. Vrtání je velmi pomalé, neefektivní a v dnešní době se již nepoužívá.

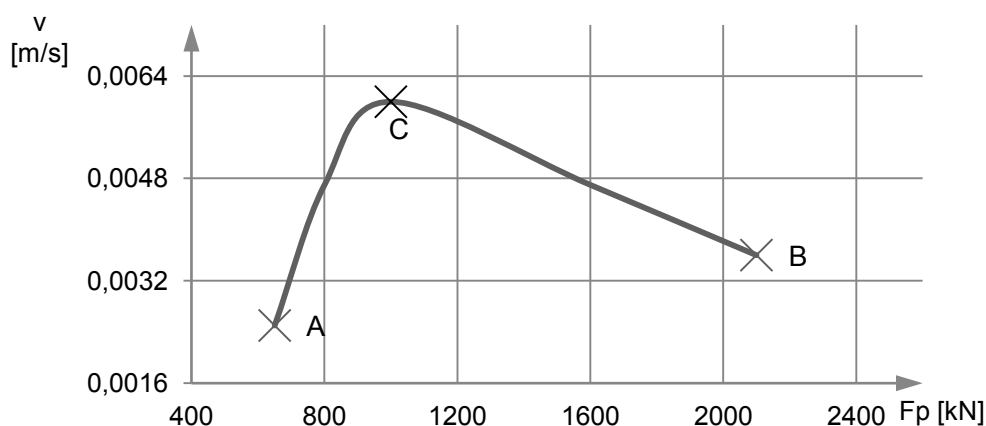
Druhým způsobem je vrtání příklepné, znázorněné na Obr. 2.1 b). Úderný píst naráží na vrtací tyč, jejímž prostřednictvím se energie úderu přenáší na horninu. K rozpojování horniny tak dochází při působení mechanické práce, která vzniká přeměnou z kinetické energie. Po každém úderu se vrtací tyč pootáčí. Tento způsob vrtání lze využívat u hornin s vysokou abrazivitou a pevností do 100 MPa. Je zde kladen velký důraz na volbu přítlaku, který zajišťuje přenos energie a tím přímo ovlivňuje mechanickou rychlost vrtání.



**Obr. 2.1 - Principy vrubového rozpojování hornin**

Pro objasnění důležitosti přtlaku při příklepném vrtání toto téma nyní rozvedu. Po každém úderu pístu nástroj odskočí od horniny a v tom okamžiku je nutné s nástrojem pootočit tak, aby další úder zasáhl dosud nerozrušenou plochu čelby vrtu. Po pootočení je nutné vrtací nástroj opět opřít břitem o horninu, aby v okamžiku následujícího úderu byl zajištěn dokonalý přenos energie. K tomu slouží osová síla nazývaná přtlak.

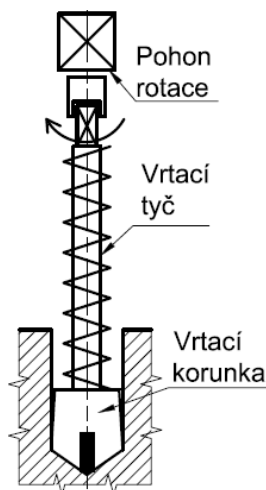
Pro konkrétní typ vrtacího stroje a vrtané horniny lze vytvořit závislost rychlosti vrtání na přtláčné síle Obr. 2.2. Bod C na vrcholu křivky udává optimální hodnotu přtlaku. Pokud je hodnota přtláčné síly menší, rychlost vrtání se snižuje až do chvíle, kdy nástroj přestává vnikat do horniny (bod A). Naopak pokud se přtláčná síla zvětšuje, přenášený krouticí moment se pro oddělení třísky stává nedostatečným a rychlost vrtání se opět snižuje až do zastavení vrtacího stroje (bod B). Pro jiný vrtací stroj, jiný nástroj a jinou horninu bude mít křivka odlišný průběh, vždy ale bude vykazovat maximum pro určitý optimální přtlak. Z tohoto jasně vyplývá důležitý požadavek regulace přtláčné síly na vrtacím stroji [3].



**Obr. 2.2 - Závislost rychlosti vrtání na přtlaku [3]**

## Třískový způsob

Třískové rozpojování hornin se provádí pomocí rotačního vrtání Obr. 2.3 což je analogie vrtání otvorů ve strojírenství. Vyznačuje se plynulým otáčením nástroje a přítlačným posouváním do vrtu, kde točivým pohybem rozpojuje horninu. Vhodné je použití v horninách s nízkou abrazivností, nízkou štěpností a pevností v tlaku do 120 MPa. Tento způsob vrtání se vyznačuje podstatně jednodušší konstrukcí vrtacího stroje, vyšší rychlostí vrtání a nižší hlučností.



Obr. 2.3 - Rotační vrtání

Vedle přítlačné síly je kladen důraz na volbu optimální řezné rychlosti. Směrné hodnoty uvádí W. Borschel dle Tab. 2.3:

Tab. 2.3 - Hodnoty řezné rychlosti [3]

| Materiál       | Řezná rychlost [m/s] |
|----------------|----------------------|
| Čisté uhlí     | 5                    |
| Prorostlé uhlí | 2,5                  |
| Tvrdá sůl      | 1,7                  |
| Vápenec        | 0,8                  |
| Břidlice       | 0,4                  |

Tato rychlost je určována pevností horniny a abrazivitou v závislosti na materiálu nástroje. Řezná rychlost musí být udržována v určitých mezích, aby nedocházelo k přehřátí materiálu korunky a tím k nadměrnému opotřebovávání bříty. Ve výsledku optimální řeznou rychlost nastavíme na stroji jako optimální otáčky, pro které platí rovnice:

$$n = \frac{v_s}{d \cdot \pi} \text{ [ot} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (2.2)$$

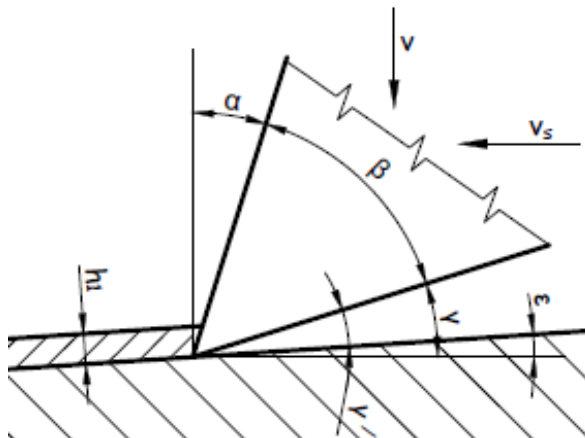
Kde:  $v_s$  – optimální řezná rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]  
 $d$  – průměr vrtacího nástroje [m]



Neméně důležitou veličinou je zde také tvar vrtného nástroje, který ovlivňuje proces vrtání. Je charakterizován úhlem čela, úhlem hřbetu a úhlem břitu (Obr. 2.4)

$$\alpha + \beta + \gamma = 90^\circ \quad (2.3)$$

Je nutné dodržet, aby úhel hřbetu vztažený na řeznou plochu byl větší než  $5^\circ$ , aby neměl vliv na velikost řezné síly. S rostoucím úhlem čela klesá potřebná řezná síla, neboť nástroj lépe vniká do horniny. Zároveň je nutné dodržet, aby vzhledem k životnosti břitu vrtačího nástroje nebyl úhel břitu menší než  $60^\circ$ .



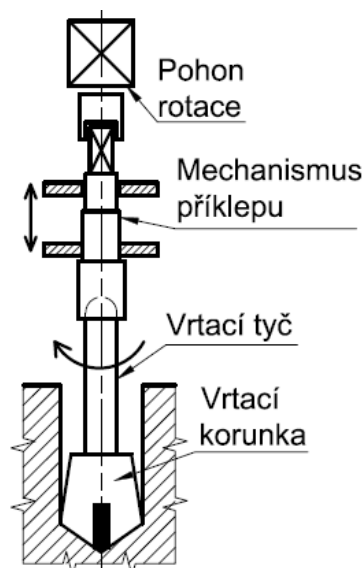
$\alpha$  – úhel čela;  $\beta$  – úhel břitu;  $\gamma$  – úhel hřbetu;  $\varepsilon$  – úhel sklonu řezné roviny;  
 $\gamma'$  – úhel hřbetu vztažený na řeznou plochu;  $h_1$  – tloušťka třísky

**Obr. 2.4 - Geometrie břitu nástroje při rotačním vrtání**

### Kombinovaný způsob

Při kombinovaném způsobu vrtání je spojen proces rozpojování horniny třískovým a vrubovým způsobem. Řadíme zde rotačně příklepné a rotačně nárazové popřípadě vibrační vrtání.

Rotačně příklepné vrtání (Obr. 2.5) je jeden z nejmodernější používaných způsobů, při kterém se vrtací nástroj otáčí a posouvá do vrtu značně velkou přitlačnou silou. Zároveň na nástroj působí i příklepy poměrně vysoké frekvence (3000 - 5000 úderů/min). Vrtací korunka má zvláštní tvar břitu, jelikož musí mít vedle schopnosti jednostranně odřezávat horninu, také při nárazovém působení vysokou pevnost břitu. Dosahuje se velkých vrtacích rychlostí, přičemž je tato metoda použitelná v horninách s pevností od 120 do 160 MPa. Díky příklepu se nástroj málo opotřebovává [3].



Obr. 2.5 - Rotačně příklepné vrtání

## Valivý způsob

Speciálním typem rotačního vrtání je vrtání valivé. V minulosti bylo využíváno pro těžbu ropy a dnes se hojně využívá i lomech a dolech. Vrtacím nástrojem je zde tzv. valivé dláto (Obr. 2.6), které se skládá nejčastěji ze tří kuželových segmentů [4].



Obr. 2.6 - Valivé dláto [5]

## 2.4 Vrtací lafeta

### 2.4.1 Funkce

Jelikož jsem stručný popis lafety provedl v úvodu (Obr. 1.2), nyní se pokusím stručně přiblížit funkci tohoto zařízení. Před samotným započítím vrtání je třeba pohybem manipulátoru nejdříve lafetu nastavit a ukotvit k dané hornině v místě budoucího otvoru. Rozepřením upínacího hrotu do čelby získá lafeta potřebnou tuhost a stabilitu. Při vrtání posuvné zařízení hnané hydromotorem zajišťuje potřebný pracovní přítlak vrtacímu stroji, posuv do vrtu a odsunutí do výchozí polohy. Posuvná luneta, která se pohybuje s vrtacím strojem, zajišťuje středění vrtací tyče a snižuje její nebezpečný průhyb. Každé vrtací

---

zařízení má vrtací tyč s korunkou určité konstantní délky, která odpovídá délce kluzného vedení. Ve chvíli, kdy je třeba vyvrtat otvor delší než je vrtací tyč, zavrtá se nejdříve celá vrtací tyč. Stroj se poté zastaví, vrtací tyč se odpojí od vrtacího stroje a posuvné zařízení se vrátí do původní polohy. Poté se mezi vrtací stroj a zavrtanou tyč vloží další vrtací tyč (Obr. 2.7). Proces vrtání se opakuje až do požadované hloubky. Posuvné ústrojí se pohybuje pracovní rychlostí a zvýšenou rychlostí zpětnou. Krajiní polohy kluzného vedení vymezují koncové vypínače.



Obr. 2.7 - Vrtací tyč [6]

## 2.4.2 Důležité části

### Posuvný mechanismus

Účinnost rozpojování horniny při vrtání je závislá na velikosti přitlaku a možnosti jeho regulace. Systémy vyvozování přitlaku jsou totožné s posuvem, respektive podáváním vrtacího stroje do vrtu. Z tohoto hlediska rozdělujeme na vrtací lafety [3]:

- Ruční
- Mechanické
  - Hřebenové
  - Vřetenové
  - Řetězové
  - Řetězo-pístové
  - Lano-pístové

Optimalizovaná vrtací lafeta, stejně jako většina lafet tohoto rozměru, využívá takzvané řetězové podávací zařízení.

### Vrtací stroj

Vrtací stroj (Obr. 2.8) je vedle posuvového zařízení nejdůležitější částí každé vrtací lafety. Je to zařízení, které přeměňuje přivedenou energii na rotaci či příklep a přenáší jej na vrtací tyč. Je připevněno k posuvnému vozíku, se kterými se po kluzném vedení účinkem pohonu pohybuje za vrtací tyčí. Vrtací stroje se nejčastěji rozdělují podle

---

přivedené energie na pneumatické, hydraulické, elektrické nebo kombinované. Díky výraznému pokroku v oboru hydrauliky je dnes většina vrtacích strojů hydraulických.



**Obr. 2.8 - Vrtací stroj HC-50 firmy Montabert [7]**

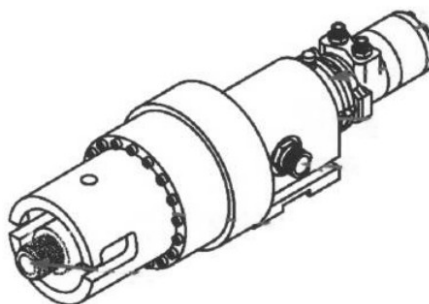
Speciálním případem jsou takzvané ponorné vrtací stroje (Obr. 2.9), které při vrtání postupují za nástrojem přímo do vrtu. Využívá se převážně při vrtání značně hlubokých vrtů.



**Obr. 2.9 – Ponorný vrtací stroj Atlas Copco [5]**

## **Pohon**

U moderních posuvových zařízení je převážně využíváno rotačních hydromotorů. Umožňují plynulou regulaci otáček a tím i přísuvu a přítlaku nástroje na vrtanou horninu. Výkonné typy hydraulickým motorů (Obr. 2.10) umožňují zavádět i tzv. pažnicovou kolonu, kdy vrtné soutyčí se otáčí doprava a pažnicová kolona doleva. Také umožňuje opětovné vytěžení pažnic bez nutnosti dalšího přídavného zařízení [8].



**Obr. 2.10 - Rotační motor HD 52 S [8]**

---

### 2.4.3 Použití

Hlubinné doly, kde je zvýšený výskyt prachu a metanu, jsou pracovním prostředím s nebezpečím výbuchu. Z tohoto důvodu musí být tyto stroje certifikovány jako zařízení do výbušného prostředí odpovídající evropské směrnici 94/9/ES zvané ATEX. Se zajištěním ochrany proti výbuchu souvisí také výplach vrtu, který je zajišťován pomocí přívodu vody středem vrtáku přímo do čela vrtu. Zabraňuje se tak vzniku jisker od kontaktu korunky s horninou [9].

Vodní výplach má také velmi důležitý účinek na chlazení břitů korunky, což silně ovlivňuje životnost daného nástroje. Přispívá k odvodu třísky, aby daný nástroj působil pouze na nerozrušenou horninu, a nedocházelo ke ztrátě části efektivní práce. Respektive dokonalé odstranění drtě je základním předpokladem efektivního využití přivedené energie. Mimo vodní výplach, který je v dnešní době z důvodu hygienických výhod nejpoužívanější, se dále mimo výbušné prostředí používá také vzduchový výplach [3].

### 3 Analýza problému

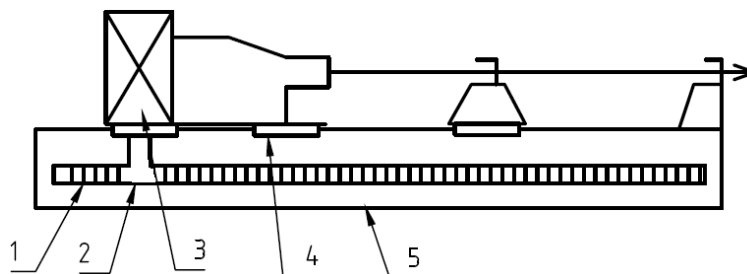
Mým úkolem je navrhnout a pevnostně zkontrolovat vhodné řešení posuvu vrtacího stroje včetně jeho uložení a vedení po rámu lafety.

#### 3.1 Podávací zařízení

Podávací zařízení je mechanismus, pomocí kterého se vrtací stroj posunuje do vrtu. Dále rozvedu pouze ty způsoby podávání, které pro můj případ lafety připadají v úvahu. Jedná se o mechanické způsoby podávání, které bývají realizovány u vrtacích vozů a souprav. Takové podávací zařízení vždy obsahuje motor s vhodným převodem a celkově se vyznačuje většími rozměry.

##### Podávací zařízení hřebenové

U hřebenových podávacích zařízení (Obr. 3.1) je posuv do vrtu řešen jedním nebo dvěma ozubenými hřebeny (1), které jsou upevněny k nosnému rámu (5). Pohon posuvu zajišťuje obvykle reverzační vzduchový motor nebo hydromotor. Krouticí moment je přes ozubené převody přiveden na pastorky (2), zabírající do ozubených hřebenů. Vzduchový motor, resp. Hydromotor je pevně spojena s vrtacím strojem (3) prostřednictvím vodící desky (4) podávacího zařízení [3], [10].

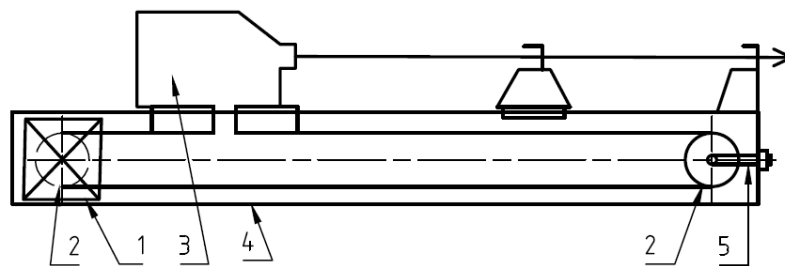


Obr. 3.1 - Schéma hřebenového podávacího zařízení

Výhodou tohoto podávacího zařízení je jeho jednoduchost a poměrně malá náročnost na údržbu. Nevýhodou je však velká pohyblivá se hmotnost po rámu lafety, což klade vyšší nároky na samotný rám a kluzná vedení.

##### Podávací zařízení řetězové

Základem tohoto typu podávání je řetězový převod (Obr. 3.2), který přenáší tažnou sílu od pohonné jednotky (1) k vodící desce s vrtacím strojem (3). Nejčastěji Gallův řetěz je veden přes koncové kladky (2). Zdrojem energie bývá rovněž rotační vzduchový motor popřípadě hydromotor, který je v tomto případě připevněn k rámu lafety (4). Součástí takového typu podávání musí být napínací mechanismus (5).

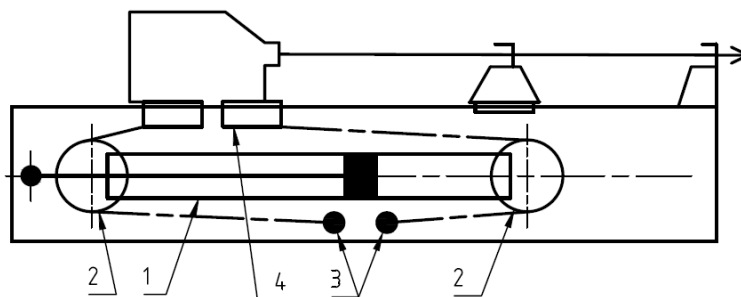


**Obr. 3.2 - Schéma řetězového podávacího zařízení**

Tento typ podávání nespíší díky své jednoduchosti a malým výrobním nákladům je v současné době nejpoužívanější. U tohoto zařízení je nutná údržba, minimálně v podobě napínání řetězu. Pohonná jednotka je oproti hřebenovému podávání nezávislá na pohybu vrtacího stroje.

### **Podávací zařízení řetězo-pístové**

Posuvu vrtacího stroje je dosahováno hydraulickým válcem (1) v kombinaci s řetězem vedeným přes kladky (2). Řetěz posuvu do vrtu je obvykle zdvojen, jelikož přenáší větší síly. Jedním koncem je upevněn na vodící desce (4), veden přes řetězová kola a na druhém konci je ukotven k rámu lafety (3). Řetěz pro vytahování z vrtu je jednoduchý a uchycení a vedení přes klady je obdobné. Hydraulický válec při pohybu vrtacího stroje do vrtu působí maximální silou, jelikož hydraulické tlakové médium působí na celou plochu pístu. Při zpětném pohybu působí tlak pouze na plochu mezikruží a tím je vytahovací síla menší, ale rychlost pohybu vyšší [3], [10].



**Obr. 3.3 - Schéma řetězo-pístového podávacího zařízení**

Tento už značně složitější způsob podávání bývá využíván u lafet větších rozměrů, kde velký výkon stroje vyžaduje značně větší přítlačné síly. Předností tohoto mechanismu je využití vlastnosti přímočarého hydromotoru k rozdílné rychlosti posuvu vpřed a vzad.

## **3.2 Vedení**

Pro zajištění správného pohybu vodící desky s vrtacím strojem po rámu lafety je nutný určitý způsob vedení, který zajistí požadovanou funkci. Na vedení je kladeno mnoho nároků. Jedná se totiž o část, která musí zajistit přesný lineární pohyb nutný pro vrtání.

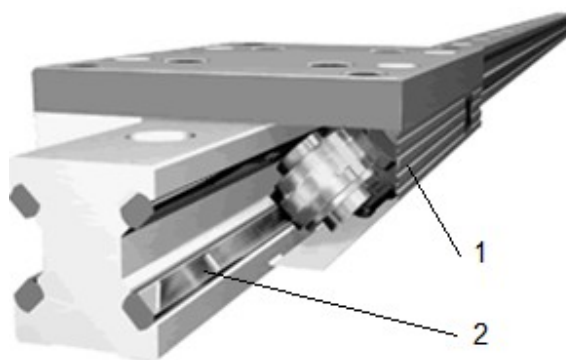
---

Přitom na vedení působí síly od vrtacího stoje a celková gravitační síla nesených součástí, které jsou u těchto strojů velmi robustní. Je také nutné se vyrovnat s náročnými okolními podmínkami, jako je vlhkost a značné znečištění.

Pro zajištění přesného lineárního pohybu je jasné, že se bude jednat o určitý druh kolejnicového vedení. Vedení můžeme rozdělit podle způsobu dotyku styčných ploch na valivé a kluzné. V obou případech je pro minimalizaci opotřebení zajistit odpovídající si tvar styčných ploch a zvolit vhodný materiál jak kolejnice - dráhy, tak valivých respektive kluzných elementů.

### Valivé vedení

U lineárního vedení (Obr. 3.4) se pohybuje kazeta s ocelovými kladkami (1) na ložiskách po broušené dráze (2) z pružinové oceli.



Obr. 3.4 – Valivé vedení [11]

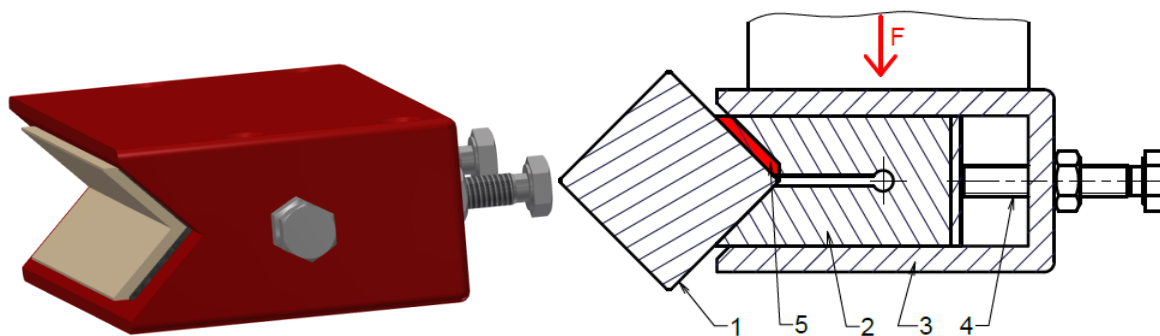
K usměrněnému pohybu vodící desky je v kombinaci s kolejnicí využíváno valivých elementů. Vzniká tak valivé tření, které je ve srovnání s kluzným zanedbatelné a tvoří tak pouze minimální odpor vůči pohybu. Tento typ vedení je vhodný i pro vysoké rychlosti, orientačně do  $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Velkou nevýhodou je citlivost na znečištění vodících drah.

### Kluzné vedení

Kluzné vedení je u vrtacích lafet a podobných strojů jednoznačně používanější. Vrtací stroj se pohybuje malou rychlostí a s funkcí takových zařízení je vždy spojená nadměrná prašnost a další nepříznivé okolní podmínky. Kluzná vedení nejsou vůči těmto faktorům tak citlivá a výrobní hodnota kluzných elementů bývá zlomková vůči valivým.

U většiny kluzných elementů se během funkce počítá s určitým opotřebením, které kompenzuje samotná konstrukce stroje, nebo uložení kluzných elementů dovoluje jejich seřízení. Fa. Ferrit s.r.o. v současné době využívá tento typ lineárního vedení (Obr. 3.5).





1 - kluzná dráha, 2 - kluzný element, 3 - kazeta, 4 - seřizovací šroub, 5 – opotřebení

**Obr. 3.5 – Kluzné vedení**

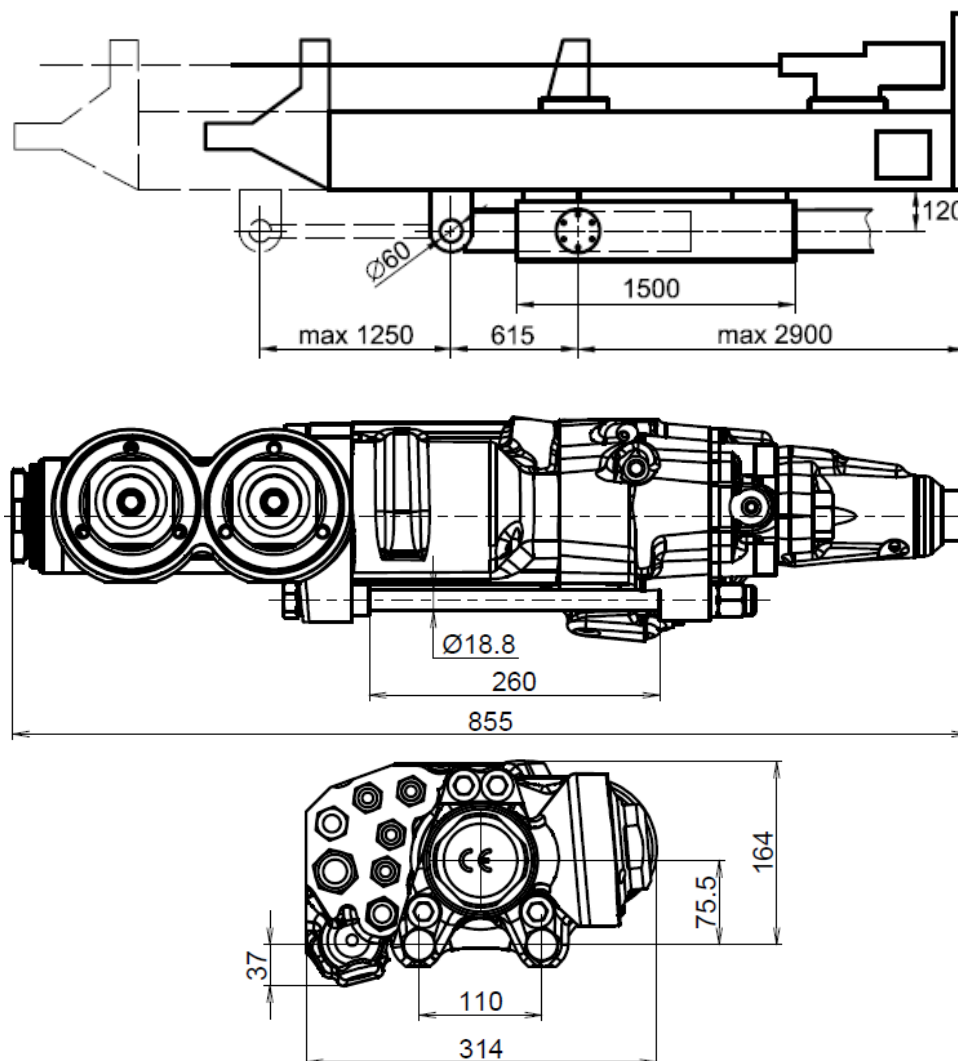
Toto řešení je výhodné díky snadné montáži, kdy pro umístění vrtacího stroje do osy vrtání stačí jednoduché seřízení rovnoměrným vysunutím kluzných elementů. Dá se ale předpokládat, že větší opotřebení bude vznikat na horní ploše kluzného elementu, což zhorší možnosti dalšího seřízení. Je zde nutné kazetu demontovat a kluzný element otočit. Šikmá zatěžovaná plocha je výhodná z hlediska seřízení, ale s rostoucím sklonem podstatně zmenšuje zatěžovanou plochu a tím roste i následné opotřebení.

## 4 Konstrukční řešení

V úvodu jsem již stručně nastínil, jaké požadavky musím při návrhu lafety zohlednit. S konzultantem jsme stanovili výchozí bod mého návrhu vrtací stroj. Zde uvedu konkrétní zadané hodnoty a informace formou tabulky (Tab. 4.1) a nákresu (Obr. 4.1).

Tab. 4.1 – Výchozí hodnoty [7]

|                                                |                 |
|------------------------------------------------|-----------------|
| Doporučená max. přitlačná síla vrtacího stroje | 12 000 N        |
| Maximální točivý moment vrtacího stroje        | 415 N · m       |
| Maximální průměr korunky                       | 0,89 m          |
| Hmotnost vrtacího stroje                       | 102 kg          |
| Délka vrtací tyče                              | 3,2 m           |
| Průměr vrtací tyče                             | 0,032 – 0,038 m |
| Síla výsuvného hydromotoru                     | 39 000 N        |



Obr. 4.1 - Připojovací rozměry

---

## 4.1 Posuvový mechanismus

Z možných řešení, která jsem uvedl v analýze problému, jsem zvolil posuv vrtacího stroje pomocí řetězu, tedy řetězové podávací zařízení. Ve srovnání s ostatními má poměrně malou hmotnost, jednoduchou konstrukci a nižší výrobní náklady. V tomto případě se musím ale vypořádat s „nutným zlem“ a to napínáním. Bude totiž docházet ke střídáním tažné a odlehčené větve, což se v praxi nejčastěji řeší pomocí napínacích kladek pro každou větev zvlášť. Takové napínání by bylo ale velmi složité a hlavně v nosném rámu pro něj nebude místo. Vzhledem k malé rychlosti posuvu zvolím napínání řetězu proměnlivou osovou vzdáleností řetězových kol [12].

### 4.1.1 Pevnostní výpočet řetězového převodu

Postup výpočtu provedu dle ČSN 01 4809. Převod bude samozřejmě navržen pro nejhorší možné podmínky, které mohou nastat. Tedy pro maximální přítláčnou sílu  $F_p = 12000 \text{ N}$  a zohledním i velmi nepříznivé pracovní prostředí. Volím maximální rychlost posuvu vrtacího stroje  $v = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , převodový poměr  $u = 1$  a přibližnou osovou vzdálenost  $A = 3,9 \text{ m}$  [13].

#### Určení typu a velikosti převodového řetězu

|        |                              |                 |
|--------|------------------------------|-----------------|
| Volím: | Činitel rázů:                | $Y=3$           |
|        | Činitel výkonu:              | $\gamma = 0,24$ |
|        | Součinitel mazání:           | $\mu = 0,3$     |
|        | Součinitel provedení řetězu: | $\varphi = 1$   |

Jelikož natočení připojovacího ramene dovoluje vrtání i ve svislém směru, maximální osovou sílu určím jako součet přítláčné síly na vrtací stroj a tíhové síly zvedaných komponentů, kdy zanedbám tření v kluzném vedení. Vertikální poloha je pro řetěz více zatěžující, proto také vycházím z této polohy. Hmotnosti zvedaných komponentů získám ze zhotovených modelů v software [14]. Až následně tyto části pevnostně zkontroluji. Pro srovnání uvedu později i odvození pro výpočet horizontální polohy.

#### Osová síla:

$$F_o = F_p + F_T = 12000 + 1462 = 13462 \text{ N} \quad (4.1)$$

#### Tíhová síla:

$$F_T = g \cdot (m_K \cdot 6 + m_L + m_V + m_{VS}) \quad (4.2)$$
$$F_T = 9,81 \cdot (3 \cdot 6 + 11 + 18 + 102) = 1462 \text{ N}$$

---

Přenášený výkon:

$$P = \frac{F_o \cdot v}{1000} = \frac{13462 \cdot 0,5}{1000} = 6,73 \text{ kW} \quad (4.3)$$

Diagramový výkon:

$$P_D = \frac{P}{\mu \cdot \varphi \cdot \gamma} = \frac{6,73}{0,3 \cdot 1 \cdot 0,24} = 93,47 \text{ kW} \quad (4.4)$$

⇒ otáčky odhaduji na  $100 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Dle Výkonového diagramu volím válečkový dvouřadý řetěz **32 B** [15]

|                                |                                             |
|--------------------------------|---------------------------------------------|
| Rozteč:                        | $t = 50,8 \text{ mm}$                       |
| Hmotnost jednoho metru řetězu: | $m_1 = 19,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ |
| Plocha kloubu:                 | $S = 1673 \text{ mm}^2$                     |
| Síla při přetržení:            | $F^{Pt} = 495000 \text{ N}$                 |

**Osová vzdálenost:**

Činitel osově vzdálenosti:

$$\begin{aligned} \frac{A}{t} &= \frac{3900}{50,8} = 76,77 \Rightarrow A = 76,77 \cdot t \\ &\Rightarrow \text{Volím } A = 80 \cdot t \\ &\Rightarrow \rho = 1,15 \end{aligned} \quad (4.5)$$

Korigovaný výkon:

$$P_D \setminus = \frac{P_D}{\rho} = \frac{93,47}{1,15} = 81,28 \text{ kW} \quad (4.6)$$

⇒ Zvolený řetěz odpovídá korigovanému výkonu

**Počet zubů řetězových kol:**

$$\begin{aligned} \text{Volím: } z_1 &= 11 \\ z_2 &= 12 \end{aligned}$$

Vzhledem k velmi malé obvodové rychlosti si dovoluji zvolit menší počet zubů než je  $z_{min}$ .

**Roztečný průměr řetězových kol:**

$$D_{t1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{50,8}{\sin \frac{180}{11}} = 180,313 \text{ mm} \quad (4.7)$$

$$D_{t2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{50,8}{\sin \frac{180}{12}} = 196,276 \text{ mm} \quad (4.8)$$

---

### **Pevnostní kontrola řetězu:**

#### Otáčky hnacího řetězového kola:

$$n_1 = \frac{v \cdot 19100}{D_{t1}} = \frac{0,5 \cdot 19100}{180,313} = 52,96 \text{ min}^{-1} \quad (4.9)$$

#### Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly:

$$F_{oc} = m_1 \cdot v^2 = 19,5 \cdot 0,5^2 = 4,88 \text{ N} \quad (4.10)$$

#### Tahová složka od tíhy řetězu:

$$F_m = \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g = \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot 0,01 \cdot A} \cdot g = \frac{19,5 \cdot 3,9^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 3,9} \cdot 9,81 = 9325,63 \text{ N} \quad (4.11)$$

#### Celková tahová síla:

$$F_t = F_o + F_{oc} + F_m = 13462 + 4,88 + 9325,63 = 22792,51 \text{ N} \quad (4.12)$$

#### Výpočtový tlak v kloubu:

$$p_p = \frac{F_t}{S} = \frac{22792,51}{1673} = 13,62 \text{ MPa} \quad (4.13)$$

#### Dovolený tlak v kloubu:

Směrný tlak:  $p = 25,02 \text{ MPa}$  (volím jako průměr mezi hodnotami)

Činitel tření:  $\lambda = 0,63$

$$p_D = p \cdot \lambda \geq p_p \quad (4.14)$$

$$25,02 \cdot 0,63 \geq 13,62$$

$$15,76 > 13,62 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje}$$

#### Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení:

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_t} \geq 7 \quad (4.15)$$

$$\frac{495000}{22792,51} \geq 7$$

$$21,72 > 7 \quad \text{Vyhovuje}$$

#### Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení:

$$k_D = \frac{F_{pt}}{F_t \cdot Y} \geq 5 \quad (4.16)$$

$$\frac{495000}{22792,51 \cdot 3} \geq 5$$

$$7,24 > 5 \quad \text{Vyhovuje}$$

---

**Výpočet počtu článků:**

$$X = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A} \quad (4.17)$$
$$X = 2 \cdot \frac{3900}{50,8} + \frac{11 + 12}{2} + \left( \frac{12 - 11}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{50,8}{3900} = 165,04$$
$$\Rightarrow \text{Volím } X = 166 \text{ článků}$$

**Délka řetězu:**

$$L = X \cdot t = 166 \cdot 50,8 = 8432,8 \text{ mm} \quad (4.18)$$

**Specifikace řetězu:**

ŘETĚZ 166 ČLÁNKŮ 32 B - 2 ČSN 02 3311.2

**Výpočet mezních rozměrů hnacího řetězového kola:**

Potřebné rozměry řetězu:  $t = 50,8 \text{ mm}$ ;  $b_1 = 30,99 \text{ mm}$ ;  $d_1 = 29,21 \text{ mm}$  [15]

Poloměr dna zubní mezery:

$$r_{fMIN} = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 29,21 = 14,751 \text{ mm} \quad (4.19)$$

$$r_{fMAX} = 0,505 \cdot d_1 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{d_1} \quad (4.20)$$

$$r_{fMAX} = 0,505 \cdot 29,21 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{29,21} = 14,964 \text{ mm}$$

Poloměr boku zubu:

$$r_{aMIN} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z + 2) = 0,12 \cdot 29,21 \cdot (11 + 2) = 45,568 \text{ mm} \quad (4.21)$$

$$r_{aMIN} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z + 2) \quad (4.22)$$

$$r_{aMIN} = 0,12 \cdot 29,21 \cdot (11 + 2) = 45,568 \text{ mm}$$

Úhel otevření zubové mezery:

$$\varphi_{MIN} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{11} = 111,818^\circ \quad (4.23)$$

$$\varphi_{MAX} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{11} = 131,818^\circ \quad (4.24)$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{aMIN} = D_t + 0,5 \cdot d_1 = 180,313 + 0,5 \cdot 29,21 = 194,918 \text{ mm} \quad (4.25)$$

$$D_{aMAX} = D_t + 1,25 \cdot t - d_1 \quad (4.26)$$

$$D_{aMAX} = 180,313 + 1,25 \cdot 50,8 - 29,21 = 214,603 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_f = D_t - 2 \cdot r_f = 180,313 - 2 \cdot 14,751 = 150,811 \text{ mm} \quad (4.27)$$

Největší průměr věnce:

$$D_g = D_t - 2 \cdot f = 180,313 - 2 \cdot 35,56 = 109,193 \text{ mm} \quad (4.28)$$

$$f = 0,7 \cdot t = 0,7 \cdot 50,8 = 35,56 \text{ mm} \quad (4.29)$$

Šířka zubu:

$$b_f = 0,95 \cdot b_1 = 0,95 \cdot 30,99 = 29,441 \text{ mm} \quad (4.30)$$

Hodnota zaoblení zubu:

$$b_a = (0,1 \div 0,15) \cdot d_1 = 0,125 \cdot 29,21 = 3,651 \text{ mm} \quad (4.31)$$

Materiál řetězového kola:  $\Rightarrow$  Volím materiál řetězového kola 14 220

### Výpočet mezních rozměrů ozubení vratného řetězového kola

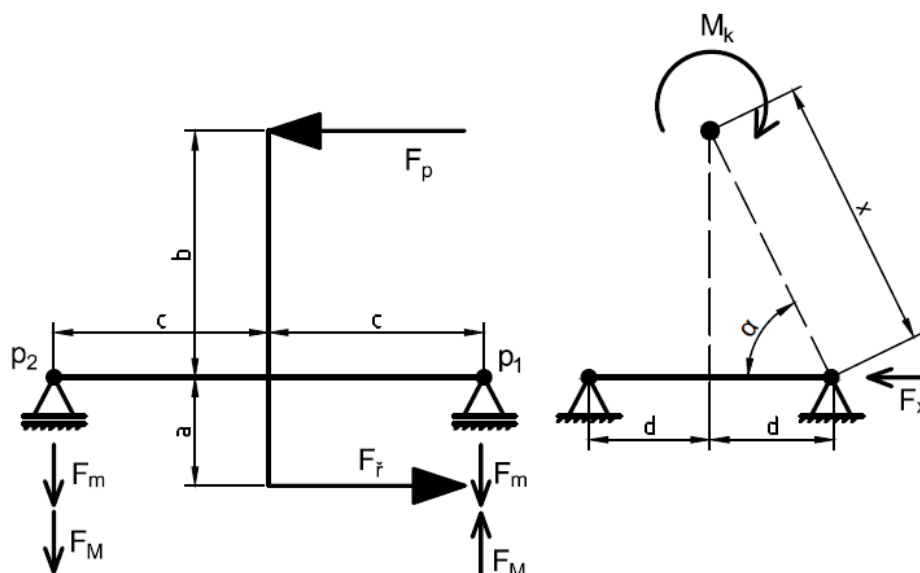
Při výpočtu rozměrů vratného řetězového kola jsem postupoval podle shodných vzorců (4.19) - (4.31), proto nyní uvedu pouze výsledky v Tab. 4.2.

**Tab. 4.2 – Rozměry vratného řetězového kola**

|                                 |                                 |                           |                            |
|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------|----------------------------|
| Poloměr dna<br>zubní mezery:    | $r_{fMIN} = 14,751 \text{ mm}$  | Průměr patní<br>kružnice: | $D_f = 166,774 \text{ mm}$ |
|                                 | $r_{fMAX} = 14,964 \text{ mm}$  |                           |                            |
| Poloměr boku<br>zubu:           | $r_{aMIN} = 45,568 \text{ mm}$  | Největší průměr<br>věnce: | $D_g = 109,193 \text{ mm}$ |
|                                 | $r_{aMAX} = 70,338 \text{ mm}$  |                           | $f = 35,56 \text{ mm}$     |
| Úhel otevření<br>zubové mezery: | $\varphi_{MIN} = 111,818^\circ$ | Šířka zubu:               | $b_f = 29,441 \text{ mm}$  |
|                                 | $\varphi_{MAX} = 131,818^\circ$ | Zaoblení zubu:            | $b_a = 3,651 \text{ mm}$   |
| Průměr hlavové<br>kružnice:     | $D_{aMIN} = 210,881 \text{ mm}$ | Materiál:                 | 14 220                     |
|                                 | $D_{aMAX} = 230,566 \text{ mm}$ |                           |                            |

### Výpočet v horizontální poloze

Pro srovnání výpočtu ve vertikální a horizontální poloze určím potřebnou sílu v řetězu pro překonání tření v kluzném vedení. Zohledním i krouticí moment vrtacího stroje. Dle Obr. 4.2 řešení zjednoduším na pouhé dvě podpory. Hmotnost celé tažené sestavy a potřebné vzdálenosti získám z vytvořeného modelu v software [14]. Součinitel tření volím  $f = 0,08$  [15].



$$F_p = 12\,000\text{ N}; b = 153,5\text{ mm}; c = 155\text{ mm}; m = 135\text{ kg}; \alpha = 48,5^\circ; x = 205\text{ mm};$$

$$M_k = 415\text{ N} \cdot \text{m}$$

**Obr. 4.2 - Kinematické schéma v horizontální poloze**

Síla od momentu přítláčné síly:

$$F_p \cdot b = F_M \cdot c + F_M \cdot c \quad (4.32)$$

$$F_M = \frac{F_p \cdot b}{2 \cdot c} = \frac{12000 \cdot 153,5}{2 \cdot 155} = 5942\text{ N}$$

Síla od hmotnosti tažené sestavy:

$$F_m = m \cdot g = 135 \cdot 9,81 = 1324\text{ N} \quad (4.33)$$

Síly v uložení:

$$F_{p1} = F_M - \frac{F_m}{2} = 5942 - \frac{1324}{2} = 5280\text{ N} \quad (4.34)$$

$$F_{p2} = F_M + \frac{F_m}{2} = 5942 + \frac{1324}{2} = 6604\text{ N} \quad (4.35)$$

Síla od krouticího momentu vrtacího stroje:

Zde stačí vypočítat  $F_x$  složku obvodové síly, protože složka  $F_y$  se díky konstrukčnímu řešení vyruší.

$$F = \frac{M_k}{x} = \frac{415}{0,205} = 2024\text{ N} \quad (4.36)$$

$$F_x = F \cdot \sin \alpha = 2024 \cdot \sin 48,5 = 1516\text{ N} \quad (4.37)$$

Třecí síla:

$$F_{T\check{R}} = f \cdot (F_{p1} + F_{p2} + F_x) = 0,1 \cdot (5280 + 6604 + 1516) = 1072\text{ N} \quad (4.38)$$

Síla v řetězu:

$$F_{\check{r}} = F_{T\check{R}} + F_p = 1072 + 12000 = 13072\text{ N} \quad (4.39)$$



Síla v řetězu  $F_{\Sigma}$  je porovnatelná s osovou silou  $F_o$ . Síla v řetězu v horizontální poloze je o 390 N menší. To potvrzuje můj předpoklad, že ve vertikální poloze, je řetěz zatížen více, než v horizontální. Návrh řetězového převodu je proto správný.

#### 4.1.2 Volba rotačního hydromotoru

Při volbě hydromotoru, jakožto pohonu posuvu lafety je pro mne směrodatných několik parametrů. Zajímají mne minimální a maximální otáčky hydromotoru, a maximální krouticí moment. Dle katalogu výrobce volím hydromotor OMV-500 [16].

Maximální otáčky jsou dány výsledkem rovnice (4.9)  $n_1 = 52,96 \text{ min}^{-1}$ . Minimální otáčky má hydromotor  $n_{min} = 8 \text{ min}^{-1}$ , což podle vzoru rovnice (4.36) znamená rychlost posuvu  $v_{min} = 0,076 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . To je myslím si dostatečně pomalý postup při vrtání nadměrně tvrdé horniny. Potřebný krouticí moment je při zanedbání účinnosti řetězových kol:

$$M_{k1} = F_o \cdot \frac{D_{t1}}{2} = 13462 \cdot \frac{0,180313}{2} = 1213,69 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.40)$$

Tento rotační hydromotor má samozřejmě podstatně širší parametry (Tab. 4.3). Ve finále ale záleží pouze na nastavení hydraulického rozvaděče, který umožňuje ovládání přívodních tlaků a tím i hydromotoru.

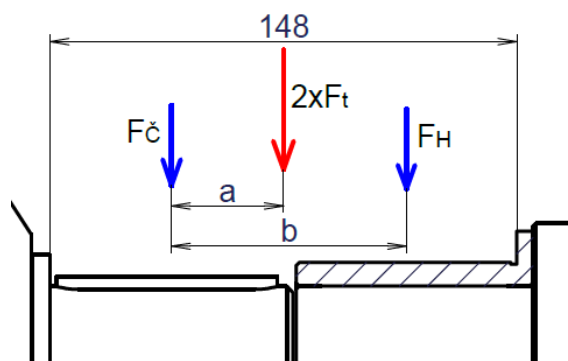
Tab. 4.3 – Parametry rotačního hydromotoru [16]

| OMV - 500                    |                                |                    |                                      |
|------------------------------|--------------------------------|--------------------|--------------------------------------|
| Max. otáčky:                 | 400 $\text{min}^{-1}$          | Min. otáčky:       | 8 $\text{min}^{-1}$                  |
| Max. krouticí moment:        | 1460 $\text{N} \cdot \text{m}$ | Max. výkon:        | 53,5 kW                              |
| Max. pokles tlaku:           | 200 bar                        | Max. průtok oleje: | 200 $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$ |
| Min. start. krouticí moment: | 1130 $\text{N} \cdot \text{m}$ | Max. vstupní tlak: | 210 bar                              |
| Max. odpadní tlak.           | 140 bar                        | Hmotnost:          | 33,5 kg                              |

#### 4.1.3 Pevnostní výpočet osy hnacího kola

Abych dosáhl co nejmenších rozměrů lafety, použiji výstupní hřídel hydromotoru, jako jednu ze dvou nosných hřídelí hnacího kola. Hřídel je totiž uložena v kuželíkových ložiscích, které dovolují velké axiální i radiální zatížení. Hydromotor tak můžu přišroubovat přímo na nosný rám lafety, méně vyčnívá z konstrukce a tím méně je zranitelné.

Proti hřídeli hydromotoru je usazena osa, která spolu s hydromotorem přenáší ohybové namáhání od tažných sil řetězu. Tyto síly mají působiště ve středu náboje, který jsem zde zvolil 148 mm široký. Abych mohl hřídel a osu zkontrolovat, musím celkovou tažnou sílu rozdělit na hřídel a na osu.  $a = 35,5$  mm ;  $b = 74,5$  mm ; Obr. 4.3



**Obr. 4.3 - Rozložení sil**

$$2 \cdot F_t \cdot a = F_H \cdot b \Rightarrow F_H = \frac{2 \cdot F_t \cdot a}{b} = \frac{2 \cdot 22792,51 \cdot 35,5}{74,5} = 21721,72 \text{ N} \quad (4.41)$$

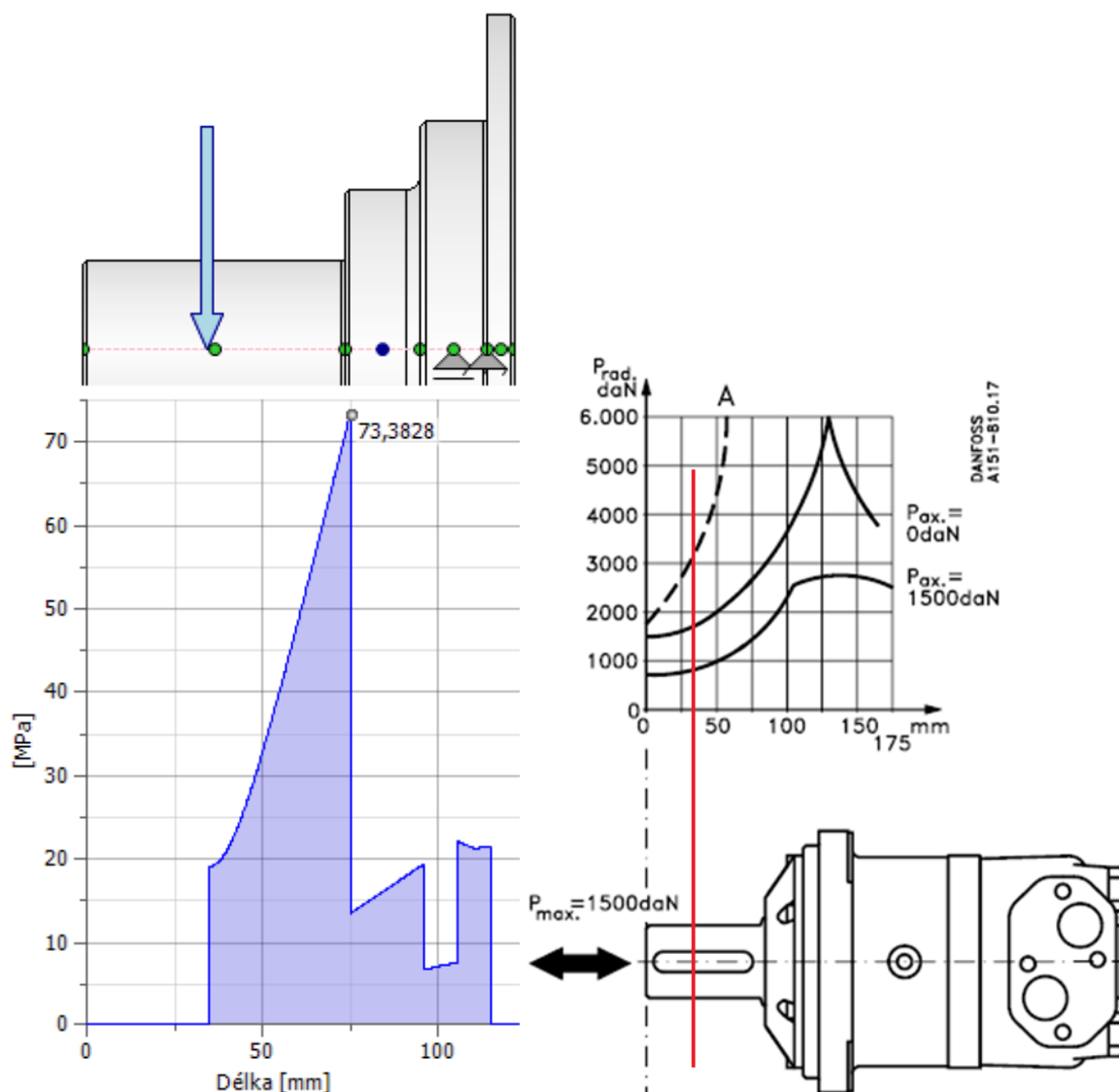
$$2 \cdot F_t = F_{\check{c}} + F_H \Rightarrow F_{\check{c}} = 2 \cdot F_t - F_H \quad (4.42)$$

$$F_{\check{c}} = 2 \cdot 22792,51 - 21721,72 = 23863,3 \text{ N}$$

Na Obr. 4.4 je červenou čarou znázorněno umístění zatěžující síly. Z protnutí s křivkou A diagramu je jasné, že hřídel vyhovuje. Osu jsem pomocí software [14] vymodeloval, zatížil podle skutečného stavu a podrobil pevnostní kontrole. Na Obr. 4.4 je znázorněn také graf redukovaného napětí. Podle výsledků z Tab. 4.4 pro ocel 11 600 je tato osa předimenzována.

**Tab. 4.4 – Výsledky pevnostní kontroly osy**

|                             |                |               |
|-----------------------------|----------------|---------------|
| Délka                       | L              | 123,000 mm    |
| Hmotnost                    | m              | 5,951 kg      |
| Maximální napětí v ohybu    | $\sigma_B$     | 70,834 MPa    |
| Maximální smykové napětí    | $\tau_S$       | 12,390 MPa    |
| Maximální napětí v krutu    | $\tau$         | 0,000 MPa     |
| Maximální napětí v tahu     | $\sigma_T$     | 0,000 MPa     |
| Maximální redukované napětí | $\sigma_{red}$ | 73,383 MPa    |
| Maximální průhyb            | $f_{max}$      | 47,639 microm |
| Úhel zkroucení              | $\varphi$      | 0,000 deg     |



Obr. 4.4 - Zatížení výstupní hřídele hydromotoru osy hnacího kola

### Pevnostní kontrola kluzného pouzdra

Volím materiál pouzdra bronz [17]:

|                    |                                                                      |
|--------------------|----------------------------------------------------------------------|
| Rychlost:          | do $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$                                 |
| Teplota:           | $-40 \div 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$                              |
| Dovolený tlak:     | $p_D = 40 \text{ MPa}$                                               |
| Dovolené oteplení: | $(p \cdot v)_D = 2,8 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ |

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_H}{d_H \cdot l_p} \leq p_D \quad (4.43)$$

$$\frac{21721,72}{50 \cdot 70} \leq 40$$

$$6,21 < 40$$

Vyhovuje

$$v_H = \frac{d_H \cdot n_1}{19100} = \frac{50 \cdot 52,96}{19100} = 0,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.44)$$

$$p \cdot v_H \leq (p \cdot v)_D \quad (4.45)$$

$$6,21 \cdot 0,14 \leq 2,8$$

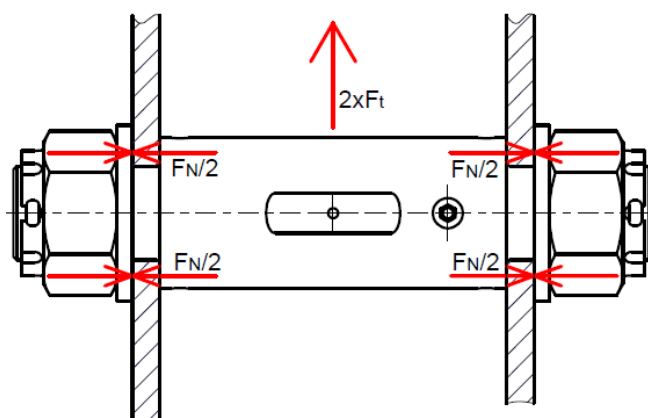
$$0,87 < 2,8$$

Vyhovuje

#### 4.1.4 Pevnostní výpočet osy vratného kola

Tato osa má poměrně složitý tvar (Obr. 4.5). Nese vratné řetězové kolo s kluzným pouzdem, které je přes osu mazáno plastickým mazivem. Provedení mazacích otvorů a drážky volím dle ČSN 01 5906. Osa je také napínána pomocí dvou šroubů a v rámu lafety je uložena v posuvné drážce, zajištěna je po obou stranách korunovou maticí [18].

##### Návrh závitových konců osy



Obr. 4.5 – Zatížení spoje

Celková tahová síla působící na osu je rovna dvojnásobku tahové síly v řetězu.

⇒ Volím:  $f = 0,22$ ;  $f_z = 0,2$ ;  $k = 1,3$ ;  $k_s = 2$ ; *mat. osy*: 11 600 ⇒  $R_e = 295 \text{ MPa}$  [15]

Určení osové síly:

$$2 \cdot F_t \leq F_T \quad (4.46)$$

$$k \cdot 2 \cdot F_t = F_N \cdot f \cdot 2 \quad (4.47)$$

$$F_N = \frac{k \cdot F_t}{f} = \frac{1,3 \cdot 22792,51}{0,22} = 134683,01 \text{ N}$$

$$F_N = F_o \quad (4.48)$$

Předběžný návrh:

$$\beta \cdot \sigma_t = \sigma_D \quad (4.49)$$

$$\beta \cdot \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (4.50)$$

$$\sqrt{\frac{4 \cdot k_s \cdot \beta \cdot F_o}{R_e \cdot \pi}} \leq d_3$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 2,5 \cdot 1,3 \cdot 134683,01}{295 \cdot \pi}}$$

$$d_3 \geq 38,9 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{Volím: závit M56 x 4 [15]:} \quad d_3 = 51,093 \text{ mm} \quad d_2 = 53,402 \text{ mm}$$

$$\alpha = 60^\circ \quad P_h = 4 \text{ mm}$$

Kontrola šroubu:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_3^2 - d^2)} = \frac{134073,59}{\frac{\pi}{4} \cdot (51,093^2 - 6^2)} = 65,84 \text{ MPa} \quad (4.51)$$

$$\psi = \text{artg} \left( \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \right) = \text{artg} \left( \frac{4}{\pi \cdot 53,402} \right) = 1,37^\circ \quad (4.52)$$

$$\varphi = \text{artg} \left( \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = \text{artg} \left( \frac{0,2}{\cos 30} \right) = 13^\circ \quad (4.53)$$

$$\tau = \frac{F_o \cdot \text{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{d_3^4 - d^4}{d_3} \right)} \quad (4.54)$$

$$\tau = \frac{134683,01 \cdot \text{tg}(1,37 + 13) \cdot \frac{53,402}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{51,093^4 - 6^4}{51,093} \right)} = 35,19 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{F_t \cdot l}{\frac{\pi}{32} \cdot \left( \frac{d_3^4 - d^4}{d_3} \right)} = \frac{22792,51 \cdot 26}{\frac{\pi}{32} \cdot \left( \frac{51,093^4 - 6^4}{51,093} \right)} = 45,27 \text{ MPa} \quad (4.55)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad (4.56)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(65,84 + 45,27)^2 + 4 \cdot 35,19^2} = 131,525 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{295}{131,52} = 2,24 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (4.57)$$

Matice:  $\Rightarrow$  Volím korunovou matici ČSN 02 1411 pevnost 8 [15]

### Utahovací moment matice:

$$M_{TZ} = F_o \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (4.58)$$

$$M_{TZ} = 134683,01 \cdot tg(13 + 1,37) \cdot \frac{53,402}{2} = 921384,74 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{TM} = F_o \cdot f \cdot \frac{S_k + Dd}{4} \quad (4.59)$$

$$M_{TM} = 134683,01 \cdot 0,22 \cdot \frac{85 + 58}{4} = 1059281,87 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

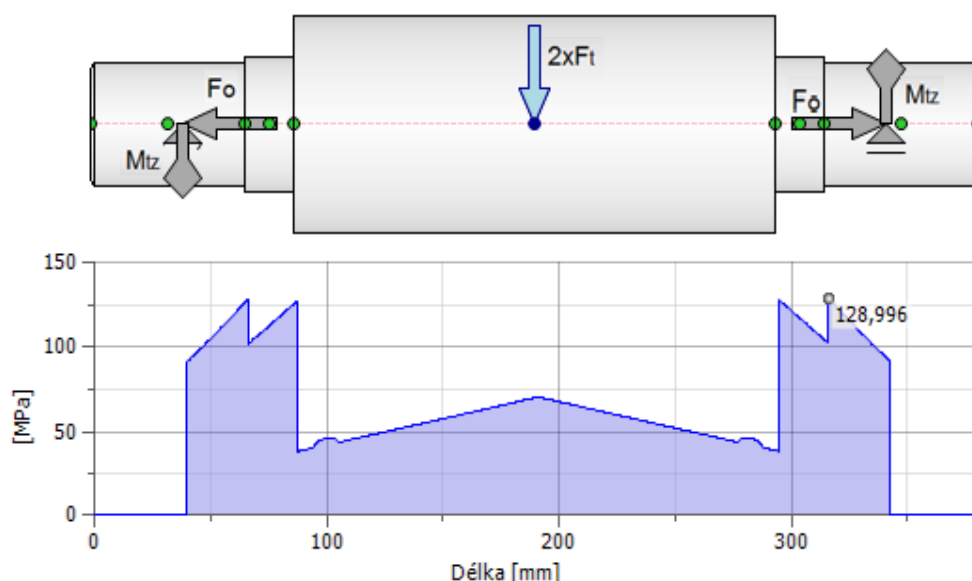
$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = 921384,74 + 1059281,87 = 1980666,61 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.60)$$

### **Pevnostní kontrola osy**

I zde jsem pomocí software [14] danou osu vymodeloval, zatížil podle skutečného stavu a podrobil pevnostní kontrole. Software určil kritické místo v posledním závitu na pravé straně osy (Obr. 4.6). V tomto místě jsem závit kontroloval i já a výsledky se téměř shodují. Dle výpočtu (4.56) je  $\sigma_{red} = 131,525 \text{ MPa}$  a dle software je  $\sigma_{red} = 128,996 \text{ MPa}$ .

**Tab. 4.5 – Výsledky pevnostní kontroly osy**

|                             |                |               |
|-----------------------------|----------------|---------------|
| Délka                       | L              | 382,000 mm    |
| Hmotnost                    | m              | 13,266 kg     |
| Maximální napětí v ohybu    | $\sigma_B$     | 62,958 MPa    |
| Maximální smykové napětí    | $\tau_S$       | 11,300 MPa    |
| Maximální napětí v krutu    | $\tau$         | 35,187 MPa    |
| Maximální napětí v tahu     | $\sigma_T$     | 66,609 MPa    |
| Maximální redukované napětí | $\sigma_{red}$ | 128,996 MPa   |
| Maximální průhyb            | $f_{max}$      | 59,996 microm |
| Úhel zkroucení              | $\varphi$      | -0,10 deg     |



**Obr. 4.6 - Schéma redukovaného napětí osy vratného kola**

---

## Pevnostní kontrola kluzného pouzdra

Volím materiál pouzdra bronz [17]:

|                    |                                                                      |
|--------------------|----------------------------------------------------------------------|
| Rychlost:          | do $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$                                 |
| Teplota:           | $-40 \div 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$                              |
| Dovolený tlak:     | $p_D = 40 \text{ MPa}$                                               |
| Dovolené oteplení: | $(p \cdot v)_D = 2,8 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ |

Zde používám dříve použité rovnice (4.43) až (4.45), proto uvedu jen výsledky.

$$p_m = 5,07 \text{ MPa}$$

$$5,07 < 40 \quad \text{Vyhovuje}$$

$$v_V = 0,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$1,17 < 2,8 \quad \text{Vyhovuje}$$

### 4.1.5 Pevnostní kontrola napínacích šroubů

Předpokladem pro výpočet těchto šroubů je fakt, že se napínání bude provádět vždy za klidu stroje, kdy je vrtací stroj v počáteční poloze. Síly vznikající za chodu stroje napínací šrouby nepřenáší. Napínací síla se proto bude rovnat pouze tahové složce od tíhy řetězu v obou větvích.

$$F_z = 2 \cdot F_m = 2 \cdot 9325,63 = 18651,26 \text{ N} \quad (4.61)$$

⇒ Volím dva šrouby, pevnost 8.8 ⇒  $R_e = 640 \text{ MPa}$  ;  $f_z = 0,2$  ;  $k=2,5$  [15]

$$F_o = \frac{F_z}{2} = \frac{18651,26}{2} = 9325,63 \text{ N} \quad (4.62)$$

Předběžný návrh:

Zde znovu využívám rovnice (4.49) a (4.50), proto uvedu pouze výsledky.

$$d_3 \geq 7,77 \text{ mm}$$

⇒ Volím šroub M10x1,5 [15]

$$d_3 = 8,16 \text{ mm}$$

$$d_2 = 9,026 \text{ mm}$$

$$\alpha = 60^{\circ}$$

$$P_h = 1,5 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{9325,63}{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4}} = 178,32 \text{ MPa} \quad (4.63)$$

Dříve uvedené rovnice (4.52) a (4.53)

$$\psi = 3,03^{\circ}$$

$$\varphi' = 13^\circ$$

$$\tau = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (4.64)$$

$$\tau = \frac{9325,63 \cdot \operatorname{tg}(3,03 + 13) \cdot \frac{9,026}{2}}{\frac{\pi \cdot 8,16^3}{16}} = 113,34 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{640}{\sqrt{89,16^2 + 4 \cdot 56,67^2}} = 4,44 \quad (4.65)$$

⇒ Vyhovuje

Matic: ⇒ Volím matici ČSN ISO EN 7040 pevnost 8 [15]

Utahovací moment na matici není v tomto případě podstatný. Obsluha stroje musí řetězový převod napínat do stavu prověšení řetězu přibližně 1% vzdálenosti os. Což je v tomto případě zhruba 39 mm [12].

## 4.2 Kluzné vedení

### 4.2.1 Konstrukční řešení

Při řešení tohoto dílu bylo mou snahou docílit větší životnosti kluzných elementů při zachování jednoduchého seřízení respektive vymezení vůle a vystředění vrtacího stroje. Pro ulehčení výroby je stejné kluzné vedení jak u vrtacího stroje a posuvné lunety, tak i u posuvu rámu lafety vůči připojovacímu rameni. Z tohoto je jasné, že styčné plochy jsou zatěžovány hmotností od celé lafety. Kvalitní vedení je možné zajistit pouze v případě ideální souhry dvojice kluzný element a kluzná dráha.

Materiál kluzného prvku volím ERTALON LFX (Tab. 4.6). Tento materiál jsem zvolil s ohledem na jeho bezúdržbovost a životnost. Jedná se totiž o vnitřně mazaný litý nylon PA 6G+olej, speciálně vyvinutý pro tyto účely [19].

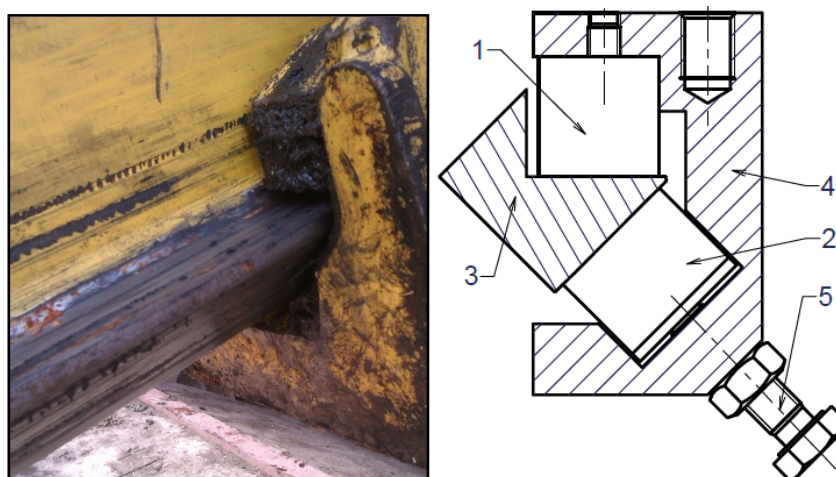
**Tab. 4.6 – Základní vlastnosti materiálu ERTALON LFX**

| ERTALON LFX |                            |        |                   |              |          |
|-------------|----------------------------|--------|-------------------|--------------|----------|
| Hustota:    | 1,135 g · cm <sup>-3</sup> |        | Provozní teplota: | −20 ÷ 165 °C |          |
| Mez kluzu:  | Suché pr.                  | 45 MPa | Mez pružnosti:    | Suché pr.    | 1450 MPa |
|             | Vlhké pr.                  | 70 MPa |                   | Vlhké pr.    | 3000 MPa |

Rozhodl jsem se využít řešení časté u velkých zemních strojů, které mají kluznou dráhu (3) tvořenou trojúhelníkovým profilem. Na Obr. 4.7 je kluzné vedení výložníku



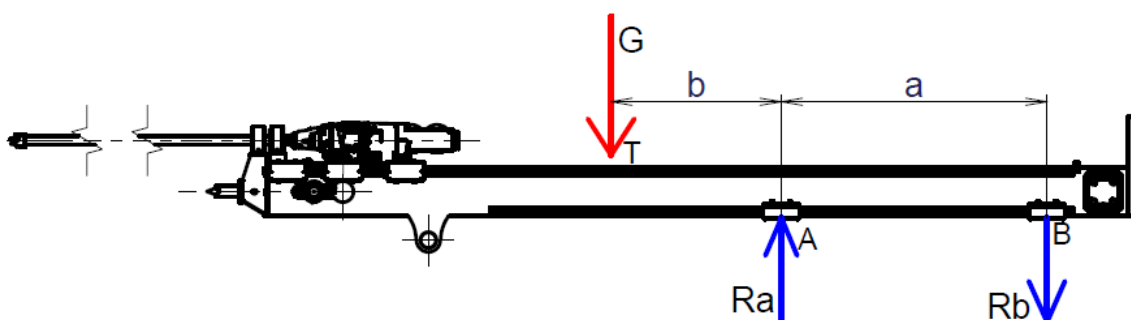
rameno rypadlo-nakladače WB 97S. Trojúhelníkový tvar dovoluje maximální využití styčné plochy horního kluzného elementu (1) tím, že dosedá na rovnou plochu. Spodní kluzný element (2) se pomocí šroubu (5) dotlačuje na skloněnou plochu dráhy. Obě kluzné desky jsou uloženy v ocelové kazetě (4). Kluzná dráha je na lafetě poměrně zranitelná. Aby ji bylo možno snadno opravit nebo vyměnit, bude v rámu uložena v drážce a přišroubována. Jako výchozí profil volím dosud používaný čtvercový profil za studena tažené tyče ČSN 42 6520 z oceli 12 060, do které se vyfrézuje rovná dosedací plocha [15].



Obr. 4.7 - Konstrukční řešení kluzného vedení

#### 4.2.2 Pevnostní kontrola kluzných desek

Největší zatížení působí na kluzný blok ve chvíli, kdy je lafeta maximálně vysunutá a zároveň je i vrtací stroj úplně vpředu. Pomocí software [14] jsem zjistil umístění těžiště a hmotnost celé sestavy, a následujícím výpočtem zjistím hodnoty reakcí v kluzných elementech. Kontrolovat budu pouze ten více zatížený.



Obr. 4.8 - Zatížení kluzných desek

$$G = m \cdot g = 922 \cdot 9,81 = 9045 \text{ N} \quad (4.66)$$

$$R_b = \frac{G \cdot b}{a} = \frac{9045 \cdot 846}{1320} = 5797 \text{ N} \quad (4.67)$$

$$R_a = G + R_b = 9045 + 5797 = 14842 \text{ N} \quad (4.68)$$

⇒ V hlubinných dolech je velmi vlhké ovzduší, proto počítám s mezí kluzu:  $R_e = 45 \text{ MPa}$

⇒  $k = 1 \div 6 \Rightarrow$  volím  $k = 3$

$$\sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k} = \frac{45}{3} = 15 \text{ MPa} \quad (4.69)$$

$$p_D = (0,7 \div 0,9) \cdot \sigma_{Dt} = 0,8 \cdot 15 = 12 \text{ MPa} \quad (4.70)$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{R_a}{2 \cdot \left( a \cdot b - 3 \cdot \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \right)} \quad (4.71)$$

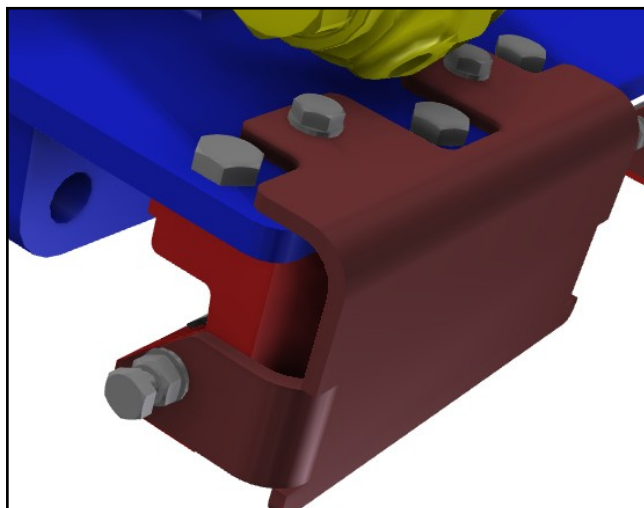
$$p = \frac{14842}{2 \cdot \left( 22 \cdot 146 - 3 \cdot \frac{\pi \cdot 11,4^2}{4} \right)} = 2,55 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D \quad (4.72)$$

$$2,55 < 12$$

Vyhovuje

Aby nedošlo k poškození seřizovacích šroubů, které z kazety vyčnívají, navrhl jsem zakrytování. Je předimenzováno, aby odolalo nárazům při špatné manipulaci se strojem.

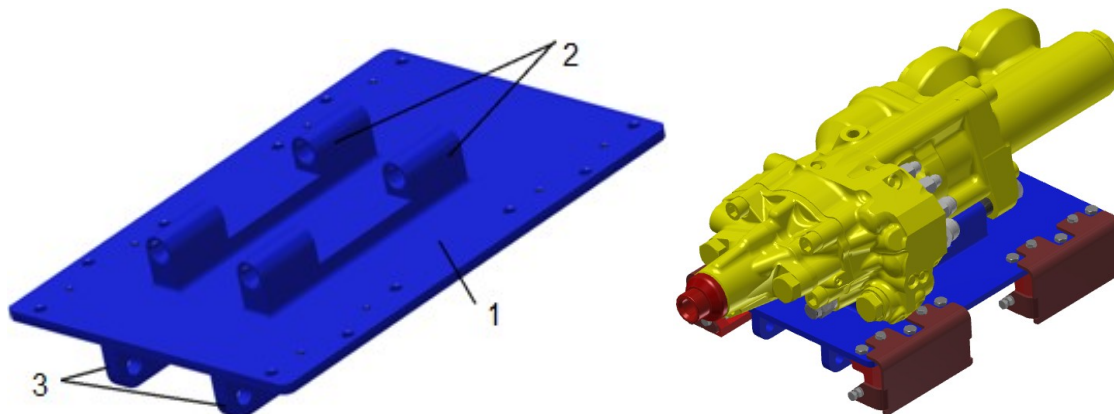


Obr. 4.9 - Kryt kluzného vedení

### 4.3 Uložení vrtacího stroje

Vrtací stroj je od dodavatele uzpůsobený tak, aby se dal jednoduše připevnit k vozíku, který vrtací stroj nese při posouvání po rámu. Primární funkce takového vozíku je tedy nesení vrtacího stroje. Snažil jsem se jej navrhnout tak, aby byl co nejjednodušší, respektive aby se dal jednoduše a levně vyrobit. Aby se mohl volně posouvat po rámu lafety, jsou k němu připevněny čtyři kluzné kazety. Pro přesné připevnění kazety k vozíku jsou kazety opatřeny vodícími kolíky. Vrtací stroj je na vozíku umístěn tak, že jeho hmotnost se rovnoměrně rozkládá na jednotlivé kazety. Zamezí se tak nadměrnému opotřebovávání kluzných desek a vozík má při posouvání klidný chod. Pro přenos přítláčné síly z řetězového převodu na vrtací stroj je vozík spojen přímo s řetězem.

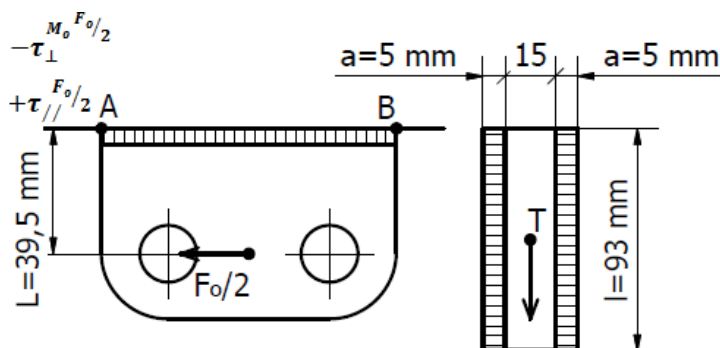
Celý vozík jsem navrhnul jako svařenec z pěti částí. Základem je plochá deska (1) s řadou děr, pro připevnění kluzných kazet a krytů. K ní jsou přivařeny dva hranoly (2), které svým tvarem a pozicí odpovídají připevňovacím šroubům vrtacího stroje. Z druhé strany desky jsou přivařeny dva úchyty (3) pro připevnění k řetězu. Pevnost vozíku ověřím v další části pomocí MKP analýzy.



Obr. 4.10 - Posuvný vozík

### Kontrola svaru připojovacího hranolu

Volím rozměr svaru  $a=5$  mm. Kontrolovat budu pouze jeden hranol (Obr. 4.11), který je zatěžován polovinou osově síly  $F_o$  a je přivařen z obou stran koutovým svarem.



Obr. 4.11 – Kontrola svaru

⇒ Volím materiál vozíku 11 373 ⇒  $R_e = 186$  MPa [15]

⇒ Volím  $k_{\perp} = 0,8$  ;  $k_{\parallel} = 0,7$

Působíště síly  $F_o$  je umístěno uprostřed mezi otvory pro čep, proto bude napětí v bodech A a B stejné. Budu kontrolovat proto jen jeden bod.

$$S_{sv} = a \cdot l = 5 \cdot 93 = 456 \text{ mm}^2 \quad (4.73)$$

$$\tau_{\parallel}^{F_o/2} = \frac{\frac{F_o}{2}}{2 \cdot S_{sv}} = \frac{13462}{4 \cdot 456} = 7,24 \text{ MPa} \quad (4.74)$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot a \cdot l^2 = \frac{1}{6} \cdot 5 \cdot 93^2 = 7207,5 \text{ mm}^3 \quad (4.75)$$

$$\tau_{\perp M_o F_o/2} = \frac{\frac{F_o}{2} \cdot L}{2 \cdot W_o} = \frac{13462 \cdot 39,5}{4 \cdot 7207,5} = 18,44 \text{ MPa} \quad (4.76)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{-\tau_{\perp M_o F_o/2}}{k_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel F_o/2}}{k_{\parallel}}\right)^2} \quad (4.77)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{-18,44}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{7,24}{0,7}\right)^2} = 25,26 \text{ MPa}$$

$$t = \frac{a}{0,7} = \frac{5}{0,7} = 7,14 \text{ mm} \quad (4.78)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 + 0,03 \cdot 7,14 = 1,09 \text{ mm} \quad (4.79)$$

$$k_s = \frac{\beta \cdot R_e}{\sigma_{red}} = \frac{1,09 \cdot 186}{25,26} = 8 \quad (4.80)$$

Výsledná bezpečnost hovoří o silném předimenzování spoje. Svar bude ale také zatěžován rázy a dalšími vlivy těžkého provozu a proto je i taková bezpečnost vyhovující.

### Kontrola spojovacího čepu

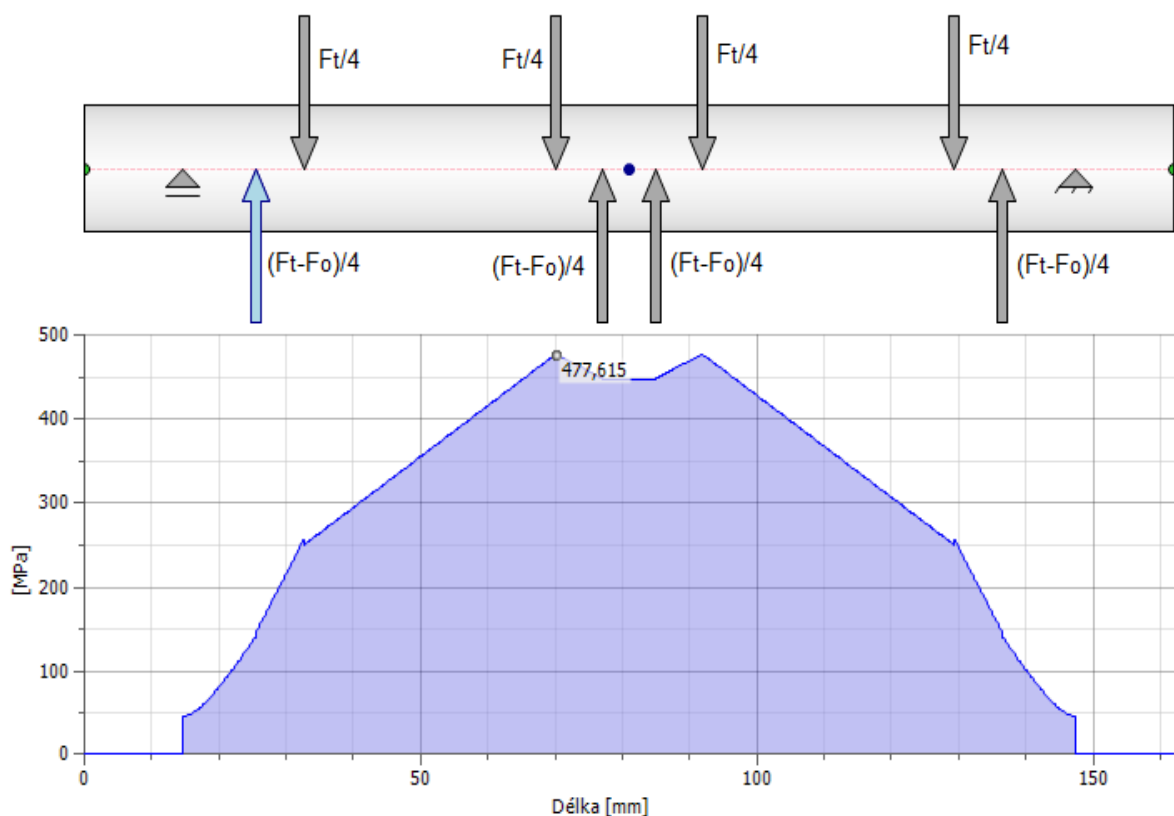
Abych správně zkontroloval pevnost daného čepu, je nutné si uvědomit, že tento čep nespojuje jenom řetěz s posuvným vozíkem, ale i samotné články řetězu. Proto musím počítat i s provozními silami v řetězu. Abych dosáhl cílené přesnosti, celkovou tahovou sílu v řetězu jsem rozložil do jednotlivých článků (Obr. 4.12). Umístění síly do středu válečku by bylo vhodné v případě, že by daný článek řetězu přecházel i přes řetězové kolo, to se ale u tohoto spojovacího článku nestane.

⇒ Volím materiál čepu 15 230.7 ⇒  $R_e = 835 \text{ MPa}$ ,  $p_D = 400 \text{ MPa}$  [15]

Výsledky pevnostní kontroly uvádím v Tab. 4.7 a pro výpočet jsem použil software [14].

**Tab. 4.7 – Výsledky pevnostní kontroly čepu**

|                             |                |                |
|-----------------------------|----------------|----------------|
| Délka                       | L              | 162,000 mm     |
| Hmotnost                    | m              | 0,317 kg       |
| Maximální napětí v ohybu    | $\sigma_B$     | 477,042 MPa    |
| Maximální smykové napětí    | $\tau_S$       | 36,386 MPa     |
| Maximální napětí v krutu    | $\tau$         | 0,000 MPa      |
| Maximální napětí v tahu     | $\sigma_T$     | 0,000 MPa      |
| Maximální redukované napětí | $\sigma_{red}$ | 477,615 MPa    |
| Maximální průhyb            | $f_{max}$      | 482,378 microm |
| Úhel zkroucení              | $\varphi$      | 0,00 deg       |



**Obr. 4.12 - Redukované napětí ve spojovacím čepu**

Podle vzoru rovnice (4.57) je  $k_s = 1,75 \Rightarrow$  Vyhovuje

Kontrola na otlačení:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_t}{4}}{l \cdot D_{\zeta}} = \frac{\frac{22792,51}{4}}{7 \cdot 17,81} = 45,71 \text{ MPa} \quad (4.81)$$

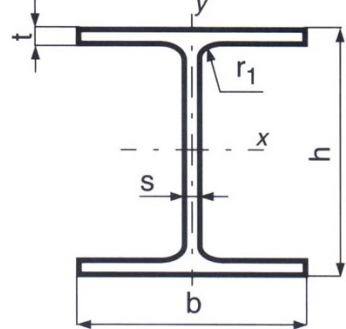
$$p \leq p_D \quad (4.82)$$

$$45,71 \leq 400 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje}$$

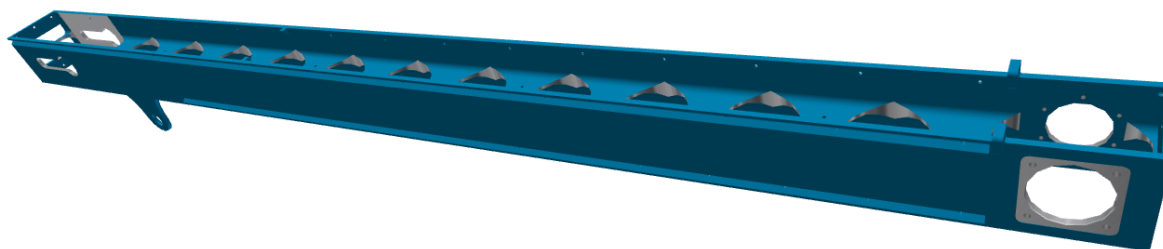
## 4.4 Nosný rám

Nosný rám je jednoznačně největší a nejtěžší část celé lafety. Je nutné, aby při své nemalé délce a zatížení byl pořád pevný a tuhý. Výroba tohoto dílu značně ovlivňuje cenu výroby celé lafety. Abych docílil co nejjednodušší výroby, nerozhodl jsem se pro svařovaný rám, jako tomu je u většiny lafet, ale využiji nakoupený profil HEB (Tab. 4.8). Jedná se o za tepla válcovaný profil z oceli S235JR [20].

Tab. 4.8 - Rozměry profilu HEB 240

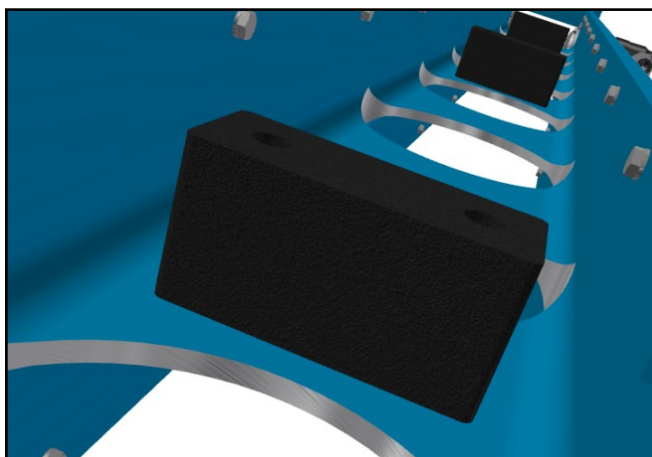
| HEB 240          |                         |  |
|------------------|-------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|
| Šířka příruby    | $b = 240 \text{ mm}$    |                                                                                    |
| Výška průřezu    | $h = 240 \text{ mm}$    |                                                                                    |
| Tloušťka příruby | $t = 17 \text{ mm}$     |                                                                                    |
| Tloušťka stojiny | $s = 10 \text{ mm}$     |                                                                                    |
| Plocha průřezu   | $F = 106 \text{ cm}^2$  |                                                                                    |
| Hmotnost         | $m = 83,2 \text{ kg/m}$ |                                                                                    |

Takto nakoupený profil se upraví tak, aby se na něj daly navázat všechny příslušné komponenty lafety (Obr. 4.13). Vytvoří se zejména drážky pro kluzné dráhy, otvory a dosedací plochy pro uložení os řetězového převodu a hydromotoru. Pro snížení hmotnosti se středem profilu vytvoří otvory. Otevřená čela se zpevní navařenými výztuhami a přivaří se i úchyty vysouvacího hydromotoru.



Obr. 4.13 – Rám

Z důvodu velké osové vzdálenosti řetězového převodu a střídání tažné a odlehčené větve je v tomto případě velmi důležitým faktorem podepírání řetězu. V místech mezi odlehčovacími otvory budou proto připevněny plastové kostky (Obr. 4.14), po kterých bude řetěz klouzat. Zabrání se tak škodlivému průhybu řetězu. Podepření spodní větve je součástí připojovacího ramene [12].



Obr. 4.14 - Podpěry

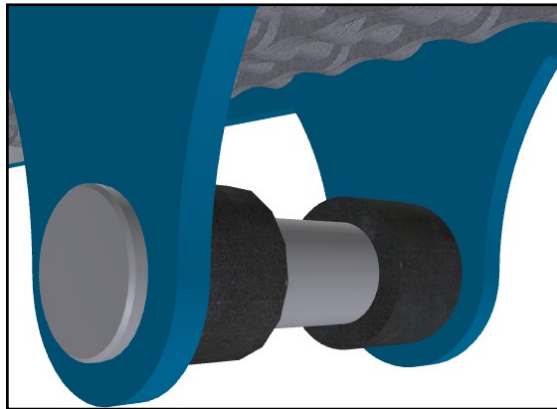
Pevnost rámu ověřím pomocí MKP analýzy v další části práce.

---

### Kontrola ramene na otláčení

⇒ Volím materiál čepu 15 230.7 a materiál ramene 11 375 ⇒  $p_D = 80 \text{ MPa}$  [15]

⇒ Přímočarý hydromotor působí na čep silou 39 000 N.



**Obr. 4.15 – Připojení přímočarého hydromotoru**

Pomocí rovnic (4.81) a (4.82) jsem vypočetl tlak  $p = 19,12 \text{ MPa}$ , což je méně než  $p_D = 80 \text{ MPa}$ . Rameno proto vyhovuje.

---

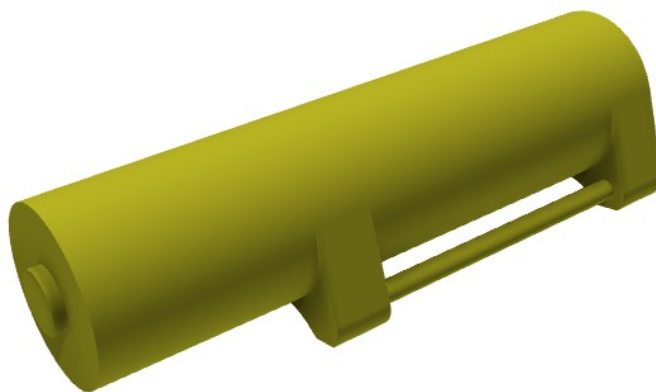
## 5 Pevnostní analýza

Pomocí pevnostní analýzy se pokusím přesněji prozkoumat posuvný vozík a nosný rám lafety. Využívám přitom software Autodesk Inventor [14]. Nejedná se o program vhodný pro náročné a složité simulace, ale z návrhového hlediska jde o dobrou pomůcku pro konstruktéry.

### 5.1 Posuvný vozík

Abych našel slabá místa tohoto dílu a ověřil, zda pevnostně vyhovuje, napodobím nejhorší možné podmínky. Pokusím se simulovat stav, kdy je vozík tahán řetězem maximální silou  $F_O$  a přitom vrtací stroj vrtá do tak tvrdé horniny, že se zasekne.

Abych získal maximálně přesné výsledky, rozhodl jsem se vozík nesimulovat jako jednotlivý díl, ale jako sestavu. Připojené díly, vrtací stroj a kluzné kazety, mají na deformaci vozíku velký vliv. Pevnostní analýza je ale poměrně složitý a náročný výpočet, a složité díly jako je vrtací stroj, by průběh zkomplikoval. Protože mi jde pouze o kontrolu vozíku, vrtací stroj jsem zjednodušil a vytvořil jednodílnou napodobeninu (Obr. 5.1). Tímto modelem nezatížím výpočet a přitom budu moci vozík zatížit přesně tak, jak by ve skutečnosti byl. Získám reálné ztužení vozíku robustními patkami modelu, což by ve skutečnosti také nastalo.



Obr. 5.1 - Nahrazení vrtacího stroje

#### Okrajové podmínky:

##### Materiál:

Všem dílům této sestavy jsem pomocí funkce přiřadit nastavil materiál „ocel“. Vlastnosti oceli jsou zde ale nastaveny pro ne příliš jakostní ocel. Analýza počítá přibližně s  $R_e = 200 \text{ MPa}$ , což odpovídá oceli 11 320. Já volím materiál vozíku 11 373, ten má ale podobné mechanické vlastnosti. Materiál proto můžu považovat za odpovídající [15].



---

### Vazby:

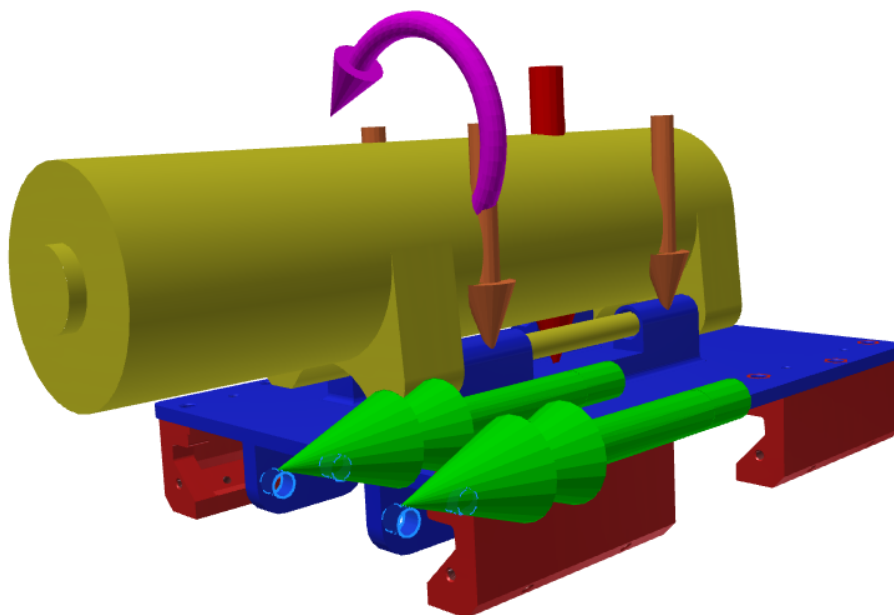
Abych napodobil stav zmíněný v úvodu, nastavím na konec modelu vrtacího stroje pevnou vazbu ve směru posuvu. V místě napojení vozíku na řetěz, respektive na vnitřní hrany otvorů nastavím pevnou vazbu ve směru os těchto otvorů. Masivní řetěz a zajištění čepů totiž deformaci v tomto směru nedovolí. Pro umístění poslední pevné vazby ve směru kolmém na směr posuvu, jsem horní plochu desky vozíku rozdělil tak, abych oddělil plochy pod hlavami šroubů, které jsem ze simulace vyloučil. Tím napodobuji zatažené šrouby. Tuto vazbu jsem úmyslně nevložil jako jednu, ale pro všechny 4 kazety zvlášť, což využiji posléze.

### Dotyky:

Nejdříve jsem nechal software [14] vygenerovat automatické dotyky a poté jsem je upravil tak, aby odpovídaly skutečnosti. Pro přesné výsledky je správná volba dotyků zásadní. Vázané dotyky jsem volil mezi model vrtacího stroje a posuvný vozík. Tedy na čelní plochy patek a válcové plochy šroubů a děr. Abych dovolil vozíku se deformovat, tak na styčné plochy kluzných kazet jsem volil dotyk oddělení bez posouvání.

### Zatížení:

Abych docílil maximálního doporučeného přitlaku na vrtací stroj, zatížil jsem připojovací otvory k řetězu silou  $F_0$  (Obr. 5.2). Tato síla působí ve směru posuvu. Další zatížení, které na vozík působí, je krouticí moment vrtacího stroje. Zvolil jsem maximální možnou hodnotu, a umístil na válcovou plochu modelu vrtacího stroje. Abych získal pokud možno co nejpresnější výsledky, zatížím vozík také tíhovými silami, i když nebudou mít na výsledek příliš velký vliv. Tíhu vozíku jsem umístil na jeho rovnou plochu, a tíhu vrtacího stroje na dosedací válcové otvory patek vozíku.

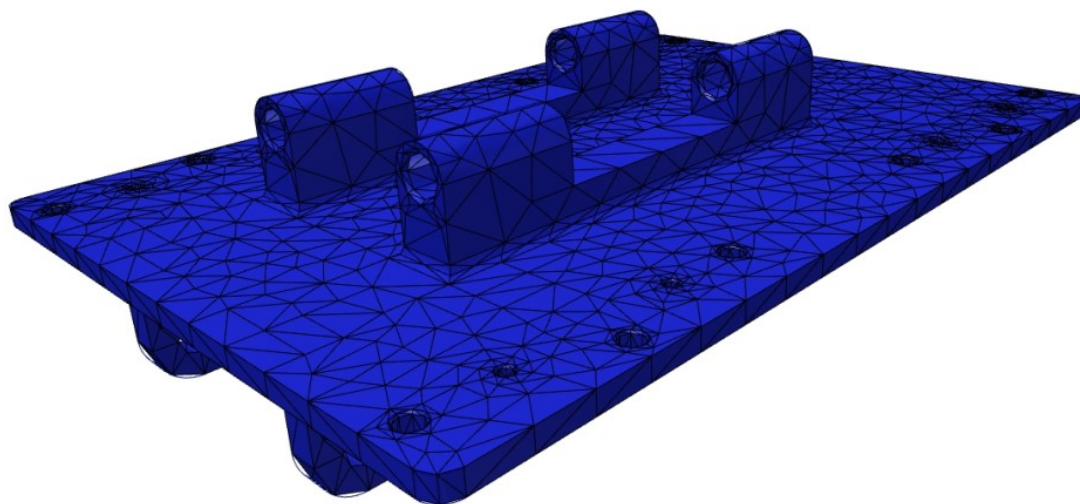


Obr. 5.2 – Zatížená sestava vozíku před simulací

---

### Nastavení sítě:

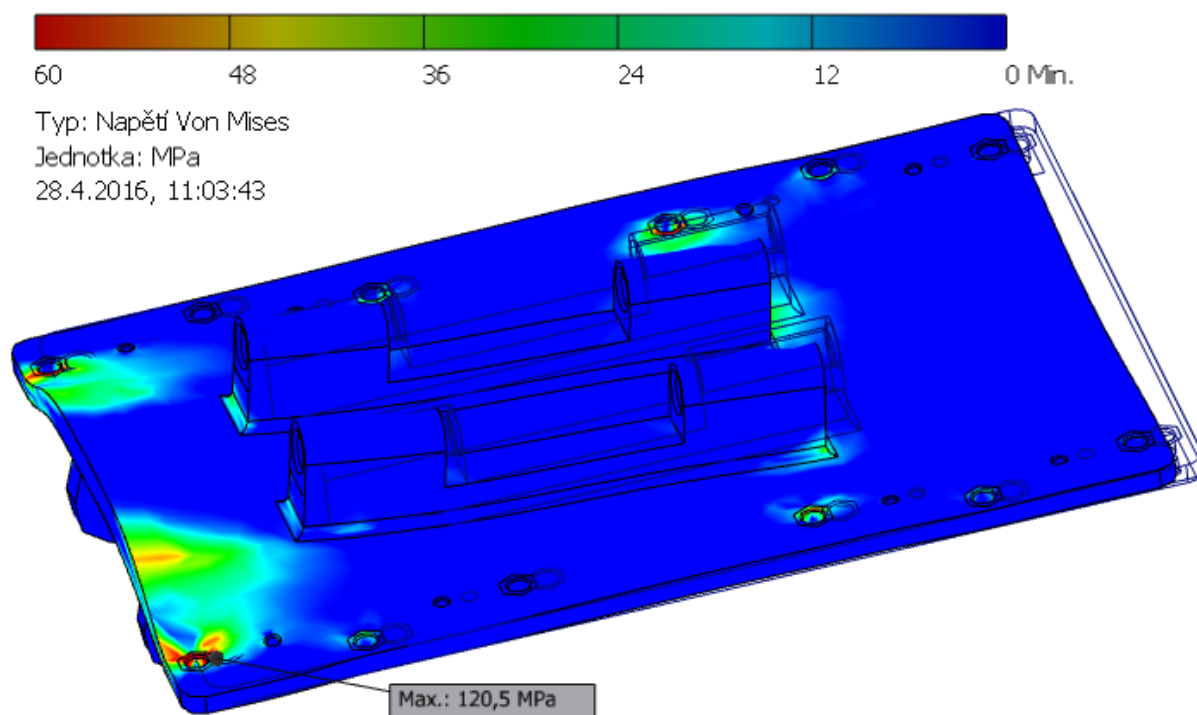
Při nastavení sítě (Obr. 5.3) je dobré si uvědomit, že zde nepočítáme spojitě kontinuum tělesa ale pouze v určité množině bodů. Napětí v prostoru mezi vrcholy software určuje pomocí lineární závislosti. Proto je nastavení sítě pro výpočet velmi citlivou záležitostí. Malá hustota sítě znamená jednoduchý výpočet ale nepřesné výsledky. Naopak velká hustota sítě znamená větší přesnost, ale velmi náročný a zdlouhavý výpočet. Před simulací jsem zvolil automatické rozmístění sítě.



Obr. 5.3 – Nastavení sítě

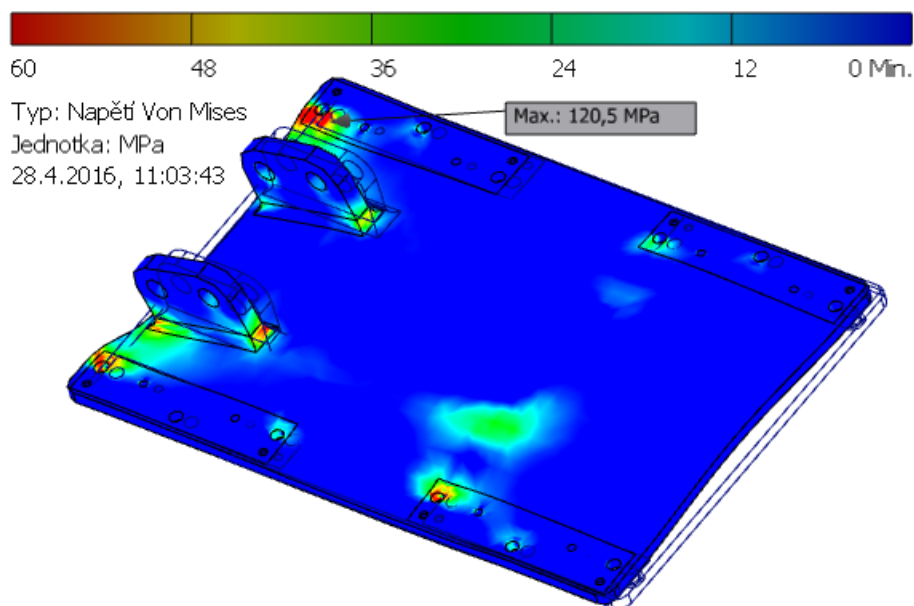
### Simulace:

#### Napětí Von Mises



Obr. 5.4 – Redukované napětí vozíku

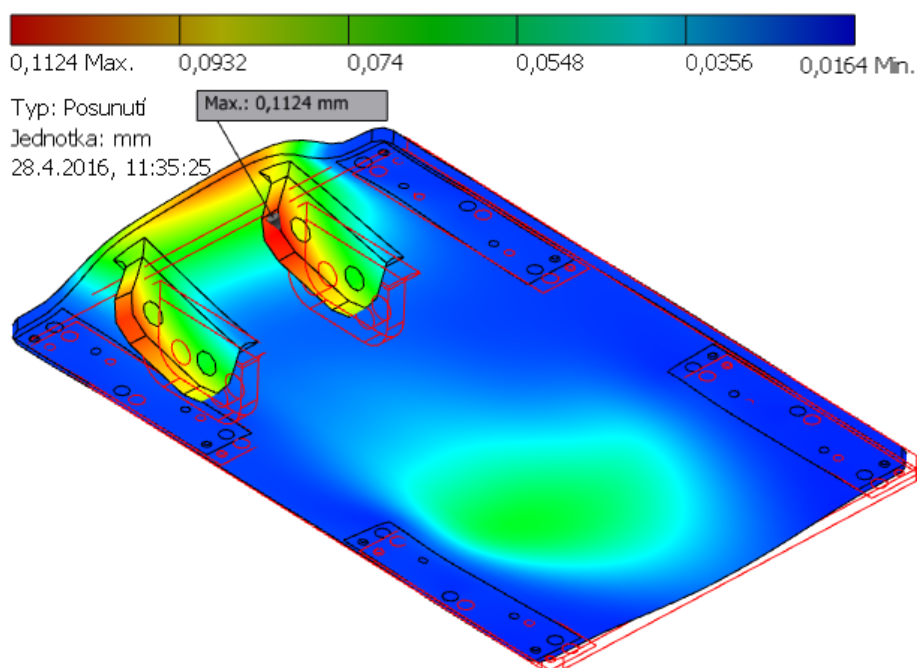
Napětí Von Mises představuje redukované napětí. Z tohoto napětí se určuje součinitel bezpečnosti. Na Obr. 5.4 můžeme vidět, že největší napětí se objevuje v místech doléhajících hlav šroubů a v místech napojení spodních hranolů k desce. Maximální napětí se projevilo v prvním otvoru pro šroub s maximálním napětím 120,5 MPa. Pro lepší viditelnost jsem upravil panel barev na maximální napětí 60 MPa. Červeně zbarvená místa stále odpovídají dovolené bezpečnosti, o čemž se přesvědčíme dále.



**Obr. 5.5 – Redukované napětí vozíku pohled zespodu**

Myslím si, že tento výsledek odpovídá realitě. Na Obr. 5.5 je vidět účinek krouticího momentu, kdy je jedna strana vozíku zatlačována víc než druhá. Reálné je také větší napětí na zadních koncích připojovacích hranolů.

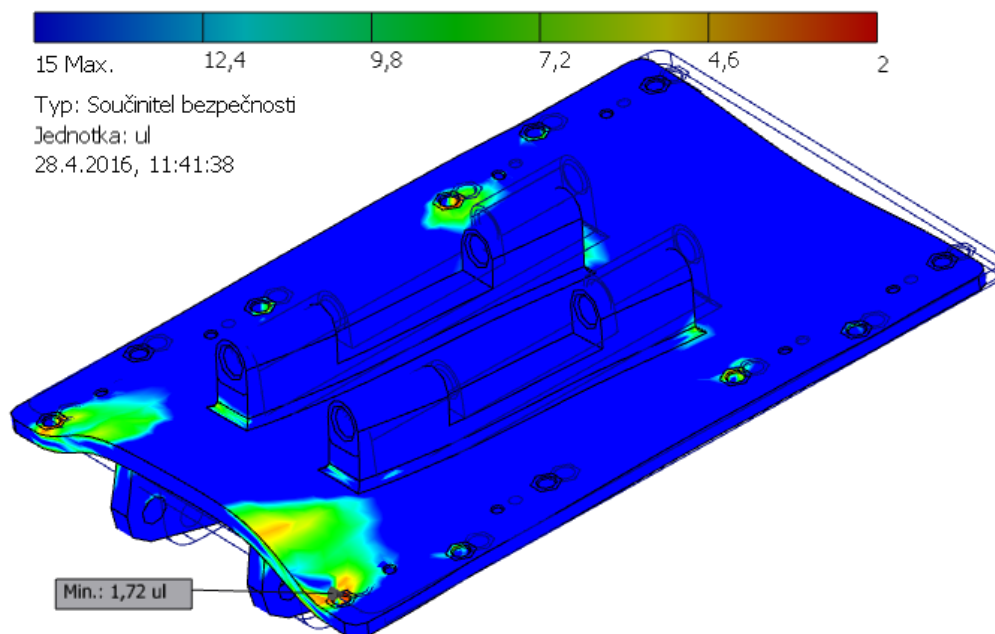
#### Posunutí:



**Obr. 5.6 – Posunutí vozíku**

Znázornění posunutí je pro mne trochu překvapením, čekal bych o trochu větší hodnoty. Zde se pochopitelně maximální posunutí projevilo na konci připojovacích hranolů s hodnotou 0,112 mm (Obr. 5.6).

#### Součinitel bezpečnosti:



**Obr. 5.7 – Součinitel bezpečnosti vozíku**

Součinitel statické bezpečnosti by se měl v ideálním případě pohybovat mezi 1,5 až 2,5. Můžu proto říci, že vozík s bezpečností 1,72 v kritickém místě není poddimenzovaný (Obr. 5.7). Jak je uvedeno v úvodu, mez kluzu materiálu je v knihovně software [14] nastavena přibližně na hodnotu mnou odhadovaného materiálu. Daný výpočet bezpečnosti proto můžu považovat za reálný.

Celkové výsledky pevnostní analýzy nevykazují příliš velké namáhání. Poměrně nízká hodnota redukováného napětí a malé deformace odpovídají nepříliš velkému zatížení tak robustní součásti.

## **5.2 Nosný rám**

Pevnostní analýza nosného rámu je podstatně složitější. Jedná se o velmi velkou a složitou součást, která je navíc mnoha způsoby zatěžována. Výpočet je v tomto případě velmi náročný, a proto musím zavést řadu zjednodušujících opatření. Z celé sestavy vrtací lafety jsem vyloučil ze simulace všechny díly, které nemají na zatížení a deformaci rámu velký vliv. Tím jsem značně omezil počet dílů a řešených dotyků. Nechal jsem pouze přední čelo, osu vratného kola, hydromotor s protější osou a kluzné dráhy.

---

## **Okrajové podmínky:**

### Materiál:

Všechny díly jsou opět ocelové. Nosný rám je z oceli S235JR která má  $R_e = 225$  MPa. Materiál má tedy zhruba odpovídá materiálu v software [14] ,[15].

### Vazby:

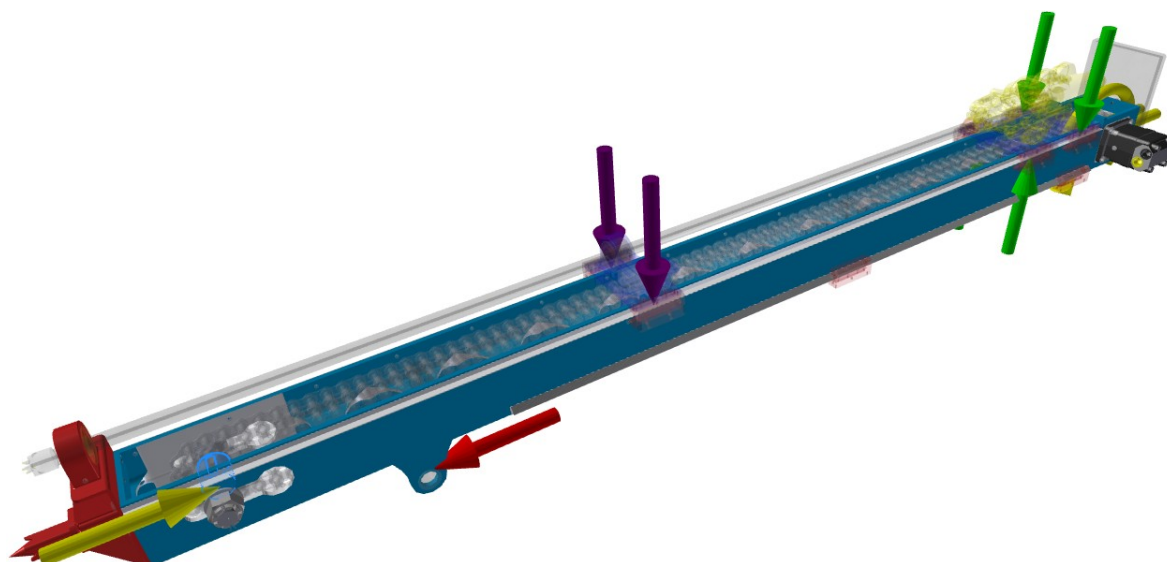
Aby tato simulace navazovala na předchozí, a mohl jsem tak využít její výsledky, napodobuji tentýž stav. Hrot čela lafety je v tuto chvíli zatlačen přímým hydromotorem do horniny. Proto na konec tohoto hrotu umístím pevnou vazbu ve všech směrech. Lafeta by přitom měla být volně posuvná v kluzných uloženích. Proto na spodní kluzné dráhy vytvořím plochy v místech podepření kluznými deskami a vložím pevnou vazbu ve směrech kolmých na směr posuvu. Nakonec přidám ještě axiální svorku na otvory uložení přímého hydromotoru a na osy rotačního hydromotoru a protější osy. Tím zamezují deformaci, ke které by díky vyloučeným dílům nedocházelo.

### Dotyky:

Pro zjednodušení výpočtu jsem volil pouze dva druhy dotyků. Vázaným dotykem jsem vesměs nahrazoval části, které jsou spojeny šroubovým spojem namáhaným na tlak. Dotykem separace jsem definoval například uložení lícovaných průměrů rotačního hydromotoru a osy do rámu.

### Zatížení:

Největší zatížení působí na rám od přímočarého hydromotoru, který přitlačuje lafetu k vrtané hornině silou 39000 N. Sílu jsem umístil na plochy děr uložení ve směru posuvu. Další zatížení se do rámu přenáší od os řetězového převodu. Každá je namáhána tahem dvojnásobku celkové tahové síly v řetězu 45 585 N. U pohonu jsem tuto sílu rozdělil na hřídel hydromotoru a protější osu, tak jak jsem vypočetl v rovnicích (4.41) a (4.42). Hřídel hydromotoru je navíc namáhána krouticím momentem potřebným k vyvození osově síly  $F_O$  z rovnice (4.40). Díky předchozí simulaci můžu doplnit zatížení od posuvného vozíku. Z pevných vazeb na ploché desce jsem zjistil reakce a ty jsem přenesl do zatěžujících sil na rám. Umístil jsem je na plochy, které jsem si na daných kluznicích vytvořil v místech, kde se vozík nachází. Podobně jsem si vytvořil i plochy v místě lunety. Tam jsem zavedl její tíhovou sílu. Na rám jsem umístil gravitační zatížení od simulovaných dílů a dodal jsem i tíhu řetězu. Zbytek částí jsem zanedbal, protože na tak velkou a masivní konstrukci nebudou mít vliv.



Obr. 5.8 – Zatížení sestavy rámu před simulací

#### Nastavení sítě:

I zde jsem zvolil automatické rozmístění sítě. Hustější síť bohužel pro složitost výpočtu v tomto případě ani nepřichází v úvahu.

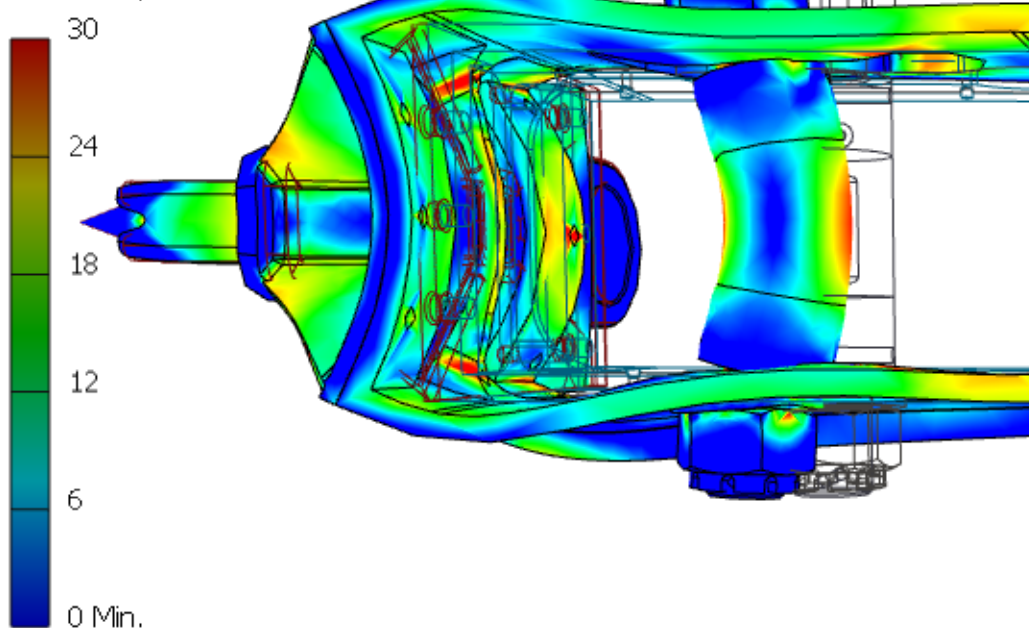
#### Simulace:

##### Napětí Von Mises

Typ: Napětí Von Mises

Jednotka: MPa

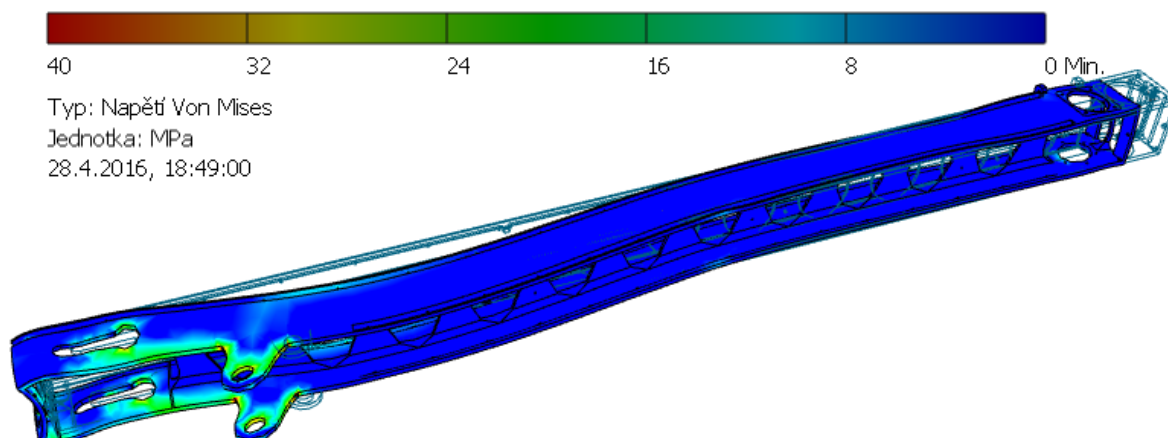
28.4.2016, 16:11:41



Obr. 5.9 – Závislost na ostatních dílech

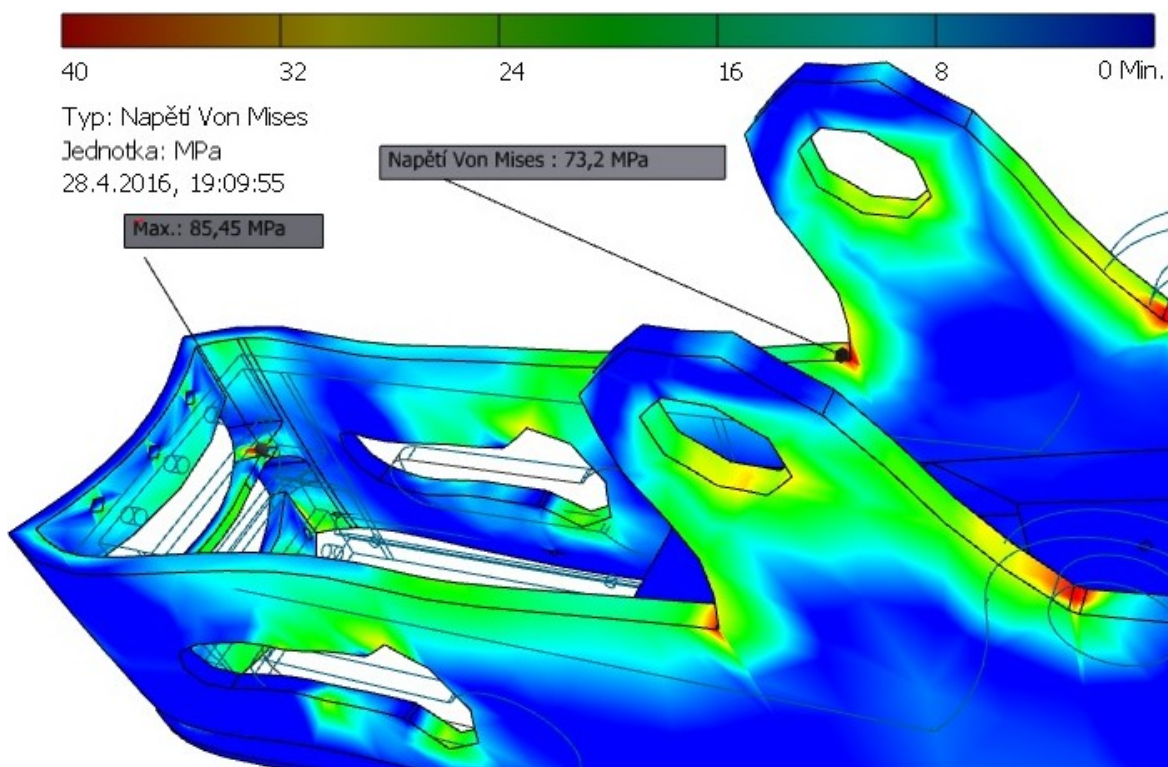


Zde bych nejprve rád uvedl, jak moc je rám závislý na připojených dílech, které zatížení a deformace rámu velmi ovlivňují (Obr. 5.9). Pokud by například bylo přední čelo víc robustní, rám by nemusel být tolik zatěžován.



**Obr. 5.10 – Redukované napětí rámu**

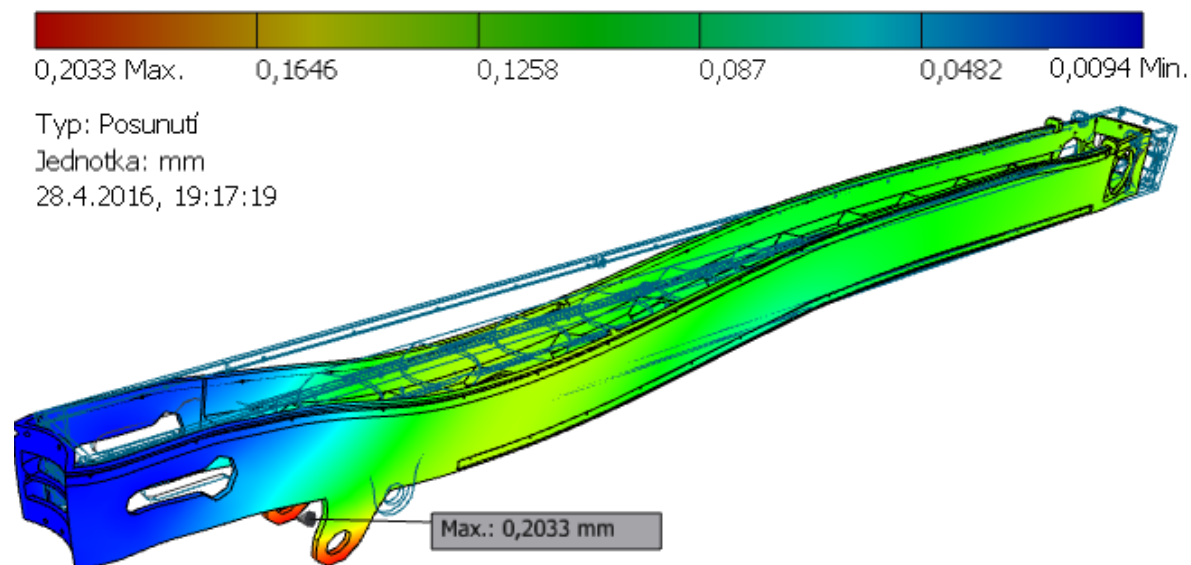
Z rozložení redukovaného napětí je vidět, že je nejvíce namáhána přední část rámu. Maximální napětí 85,45 MPa je ale i v tomto případě malá hodnota. Protože je ale i zde na takovou konstrukci poměrně malé zatížení, myslím si, že výsledné hodnoty se od skutečnosti příliš neliší. Můžeme si také všimnout toho, že vnitřní spojnice mezi nosnými stěnami profilu, není moc zatěžována. Rám by proto mohl být na této ploše ještě více odlehčený. Pro lepší viditelnost jsem upravil panel barev na maximální napětí 40 MPa.



**Obr. 5.11 – Detail redukovaného napětí**

Na detailním zobrazení (Obr. 5.11) jsou vidět kritické oblasti. Vzniklé napětí ale pevnost rámu neohroží.

### Posunutí:



**Obr. 5.12 – Posunutí rámu**

Jak by se dalo předvídat, maximální posunutí vzniklo na koncích uložení přímočarého hydromotoru (Obr. 5.12). Maximální hodnota 0,2 mm je velmi malá, nejspíš proto, že se jedná o 17 mm silný materiál.

### Součinitel bezpečnosti:

Součinitel statické bezpečnosti odpovídá redukovanému napětí. Pro maximální hodnotu redukovaného napětí je bezpečnost mého rámu zhruba 2,6. Myslím si, že tento výsledek odpovídá mému předpokladu a je pro provoz v takových podmínkách, jako jsou hlubinné doly vyhovující. Pokud by se v provozu projevíly problémy s hmotností stroje, mohl by se rám nahradit tenčím profilem, nebo by se mohl více odlehčit otvory a podobně.



---

## 6 Závěr

V této bakalářské práci jsem provedl stručnou rešerši a analýzu problému týkající se problematiky vrtání v hlubinných dolech. Navrhnul jsem řešení posuvu vrtací lafety a pevnostně jsem jej zkontroloval. Dále jsem se zabýval návrhem uložení vrtacího stroje a jeho vedením. Provedl jsem také potřebné pevnostní analýzy a zhodnotil jejich výsledky. Konstrukční řešení je podloženo výkresovou dokumentací, která je obsažena v příloze.

Jak z pevnostní analýzy, tak i z některých propočtů vyplývá, že určité části lafety jsou předimenzovány. Je nutné si ale uvědomit, že tyto stroje pracují v těch nejtěžších podmínkách, které na stroje kladou nemalé požadavky. Proto zde vznikají velké a robustní stroje. V tomto je výroba důlních a těžebních strojů velmi odlišná od výroby jiných strojů. Provozovatelům těchto strojů jde totiž hlavně o to, aby stroj dokázal efektivně a bezporuchově pracovat. Samozřejmě by bylo možné tyto záležitosti ještě doladit a věřím, že se tímto směrem bude vývoj těchto strojů ubírat. Například nabídka dostupných materiálů dává široké možnosti, které by se zde daly uplatnit.

Závěrem bych rád uvedl, že každý provozovaný stroj je jenom tak spolehlivý, jako je spolehlivá jeho obsluha. Proto v rámci bezpečnosti zmíním pár úprav. Pokud obsluha této lafety bude špatně postupovat při napínání řetězového převodu, dojde ke zničení napínacích šroubů. Navrhuji proto úpravu napínacích šroubů na větší rozměr, který udrží maximální tah řetězu i za provozu lafety. Dle mých výpočtů tomu odpovídá šroub M20. Aby nedošlo k oslabení osy velkou dírou pro šroub, můžou být šrouby na osu zavěšeny pomocí třmenů. Klesnou tak i nároky na závitové konce osy. Menší vodící drážka nebude tolik oslabovat rám. Vhodným vylepšením by bylo také vytvoření osazení, které by zabránilo otáčení osy při dotahování korunových matic. Nedošlo by tak ke zničení napínacích šroubů. Pro zajištění správného provozu lafety je bezpodmínečně nutný hydraulický rozvaděč. Ten musí řídit rotační hydromotor tak, aby se přizpůsobil vrtané hornině a aktuální pozici lafety. V ideálním případě, by měl rozvaděč eliminovat nárůst a pokles přítláčné síly tíhou pohybujících se částí lafety.

---

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] *Návod k použití: Vrtací rameno VRH50F*. Staré město: Ferrit s.r.o., 2015.
- [2] JEŘÁBEK, Karel, František HELEBRANT, Josef JURMAN a Věra VOŠTOVÁ. *Stroje pro zemní práce: Silniční stroje*. I. vydání. Ostrava: VŠB-Technická Univerzita Ostrava, 1996. ISBN 80-7078-389-3.
- [3] JURMAN, Josef. *Vrtací a nakládací stroje*. I. vydání. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1984.
- [4] *Hornicko-geologická fakulta VŠB* [online]. b.r. [cit. 2015-12-29]. Dostupné z: [http://geologie.vsb.cz/svadeb/Text/5\\_pruzum.htm](http://geologie.vsb.cz/svadeb/Text/5_pruzum.htm)
- [5] *Rock Drill Sales & Service* [online]. b.r. [cit. 2015-12-29]. Dostupné z: <http://www.rockdrillsales.com/catalogs-and-resources/rotary-drilling/>
- [6] *Drill Pipe Inc* [online]. b.r. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: [http://www.drillpipeinc.com/www\\_drillpipe.html](http://www.drillpipeinc.com/www_drillpipe.html)
- [7] *Joyglobal* [online]. b.r. [cit. 2015-12-29]. Dostupné z: <http://www.joyglobal.com/product-details/montabert-hc-50-drifter#!specifications>
- [8] *Minova Bohemia s.r.o.* [online]. b.r. [cit. 2015-12-29]. Dostupné z: <http://minova.cz/download/2015/technicke-listy/cz/tl-vrtaci-souprava-morath.pdf>
- [9] *ÚNMZ* [online]. b.r. [cit. 2015-12-29]. Dostupné z: [http://www.unmz.cz/sborniky\\_th/sb2006/atex\\_Master.pdf](http://www.unmz.cz/sborniky_th/sb2006/atex_Master.pdf)
- [10] ŠEFL, Zdeněk a Anna ŠEFLOVÁ. *Razicí stroje a komplexy I.: Vrtací stroje a zařízení*. I. vydání. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1992. ISBN 80-7078-173-4.
- [11] *BETZ s.r.o.* [online]. b.r. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.betz.cz/valiva-loziska/23-franke/franke-clanky>
- [12] *MORAVIAN CHAINS* [online]. b.r. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/rady-pri-praci-s-retezy/instalace-retezu/>
- [13] *ČSN 01 4809: Kloubové řetězy. Výpočet řetězových převodů*. 1970.
- [14] *Software: Autodesk Inventor Professional 2015*. b.r..
- [15] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [16] *Katalog: Hydraulic motors OMV* [online]. b.r. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.breedveld-weaver.nl/pdfdocs/sauer-danfoss/legacy/OMS-OMT-OMV/OMV.HK.13.B1.02.pdf>

- 
- [17] *Katalog kluzných ložisek* [online]. b.r. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://tempwebmiumusersrecovery.blob.core.windows.net/users/113792/assets/f9212d42191fb7d6825db7be62a6f759/bronzskapsami.pdf>
- [18] *ČSN 01 5906: Mazací otvory, drážky a kapsy pro kluzná uložení*. 1974.
- [19] *EPP Plasty a.s.: ERTALON LFX* [online]. b.r. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.eppplasty.cz/pdf/PA6G+olej.pdf>
- [20] *TRIMOT s.r.o.: HEB profily* [online]. b.r. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.kari-site-roxory.cz/hutni-material/eshop/10-1-HEB-profily/0/5/160-HEB-profil-240-S235JR>

---

## SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

### Obrázky:

|                                                                   |    |
|-------------------------------------------------------------------|----|
| Obr. 1.1 - Konstrukční části soupravy                             | 10 |
| Obr. 1.2 - Popis vrtací lafety                                    | 11 |
| Obr. 2.1 - Principy vrubového rozpojování hornin                  | 15 |
| Obr. 2.2 - Závislost rychlosti vrtání na přitlaku [3]             | 15 |
| Obr. 2.3 - Rotační vrtání                                         | 16 |
| Obr. 2.4 - Geometrie břitu nástroje při rotačním vrtání           | 17 |
| Obr. 2.5 - Rotačně příklepné vrtání                               | 18 |
| Obr. 2.6 - Valivé dláto [5]                                       | 18 |
| Obr. 2.7 - Vrtací tyč [6]                                         | 19 |
| Obr. 2.8 - Vrtací stroj HC-50 firmy Montabert [7]                 | 20 |
| Obr. 2.9 – Ponorný vrtací stroj Atlas Copco [5]                   | 20 |
| Obr. 2.10 - Rotační motor HD 52 S [8]                             | 20 |
| Obr. 3.1 - Schéma hřebenového podávacího zařízení                 | 22 |
| Obr. 3.2 - Schéma řetězového podávacího zařízení                  | 23 |
| Obr. 3.3 - Schéma řetězo-pístového podávacího zařízení            | 23 |
| Obr. 3.4 – Valivé vedení [11]                                     | 24 |
| Obr. 3.5 – Kluzné vedení                                          | 25 |
| Obr. 4.1 - Připojovací rozměry                                    | 26 |
| Obr. 4.2 - Kinematické schéma v horizontální poloze               | 32 |
| Obr. 4.3 - Rozložení sil                                          | 34 |
| Obr. 4.4 - Zatížení výstupní hřídele hydromotoru osy hnacího kola | 35 |
| Obr. 4.5 – Zatížení spoje                                         | 36 |
| Obr. 4.6 - Schéma redukovaného napětí osy vratného kola           | 38 |
| Obr. 4.7 - Konstrukční řešení kluzného vedení                     | 41 |
| Obr. 4.8 - Zatížení kluzných desek                                | 41 |
| Obr. 4.9 - Kryt kluzného vedení                                   | 42 |
| Obr. 4.10 - Posuvný vozík                                         | 43 |
| Obr. 4.11 – Kontrola svaru                                        | 43 |
| Obr. 4.12 - Redukované napětí ve spojovacím čepu                  | 45 |
| Obr. 4.13 – Rám                                                   | 46 |
| Obr. 4.14 - Podpěry                                               | 46 |
| Obr. 4.15 – Připojení přímočarého hydromotoru                     | 47 |
| Obr. 5.1 - Nahrazení vrtacího stroje                              | 48 |

---

|                                                    |    |
|----------------------------------------------------|----|
| Obr. 5.2 – Zatížená sestava vozíku před simulací   | 49 |
| Obr. 5.3 – Nastavení sítě                          | 50 |
| Obr. 5.4 – Redukované napětí vozíku                | 50 |
| Obr. 5.5 – Redukované napětí vozíku pohled zespodu | 51 |
| Obr. 5.6 – Posunutí vozíku                         | 51 |
| Obr. 5.7 – Součinitel bezpečnosti vozíku           | 52 |
| Obr. 5.8 – Zatížení sestavy rámu před simulací     | 54 |
| Obr. 5.9 – Závislost na ostatních dílech           | 54 |
| Obr. 5.10 – Redukované napětí rámu                 | 55 |
| Obr. 5.11 – Detail redukovaného napětí             | 55 |
| Obr. 5.12 – Posunutí rámu                          | 56 |

#### **Tabulky:**

|                                                      |    |
|------------------------------------------------------|----|
| Tab. 2.1 - Faktory ovlivňující vrtatelnost           | 12 |
| Tab. 2.2 - Druhy vrtů                                | 13 |
| Tab. 2.3 - Hodnoty řezné rychlosti [3]               | 16 |
| Tab. 4.1 – Výchozí hodnoty [7]                       | 26 |
| Tab. 4.2 – Rozměry vratného řetězového kola          | 31 |
| Tab. 4.3 – Parametry rotačního hydromotoru [16]      | 33 |
| Tab. 4.4 – Výsledky pevnostní kontroly osy           | 34 |
| Tab. 4.5 – Výsledky pevnostní kontroly osy           | 38 |
| Tab. 4.6 – Základní vlastnosti materiálu ERTALON LFX | 40 |
| Tab. 4.7 – Výsledky pevnostní kontroly čepu          | 44 |
| Tab. 4.8 - Rozměry profilu HEB 240                   | 46 |

---

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – Způsoby rozpojování hornin při vrtání [3]

### Výkresová dokumentace:

| Název               | Číslo výkresu | Druh dokumentu |
|---------------------|---------------|----------------|
| NOSNÝ RÁM           | OPE0012-V16   | Výrobní výkres |
| SVAREK RÁMU         | OPE0012-S04   | Výkres svarku  |
| RAMENO              | OPE0012-V12   | Výrobní výkres |
| VÝSTUHA             | OPE0012-V15   | Výrobní výkres |
| DORAZ VELKÝ         | OPE0012-V15   | Výrobní výkres |
| DORAZ MALÝ          | OPE0012-V18   | Výrobní výkres |
| KLUZNÉ ULOŽENÍ      | OPE0012-S01   | Výkres sestavy |
| KAZETA              | OPE0012-V05   | Výrobní výkres |
| KLIZNÁ DESKA HORNÍ  | OPE0012-V01   | Výrobní výkres |
| KLIZNÁ DESKA SPODNÍ | OPE0012-V02   | Výrobní výkres |
| OPĚRNÝ PLECH MALÝ   | OPE0012-V03   | Výrobní výkres |
| OPĚRNÝ PLECH VELKÝ  | OPE0012-V04   | Výrobní výkres |
| SVAREK VOZÍKU       | OPE0012-S03   | Výkres svarku  |
| POSUVNÝ VOZÍK       | OPE0012-V11   | Výrobní výkres |
| PATKA               | OPE0012-V08   | Výrobní výkres |
| PŘIPOJOVACÍ HRANOL  | OPE0012-V13   | Výrobní výkres |
| PLECH               | OPE0012-V10   | Výrobní výkres |
| OSA VRATNÉHO KOLA   | OPE0012-V17   | Výrobní výkres |
| OSA HNACÍHO KOLA    | OPE0012-V09   | Výrobní výkres |
| ŘETĚZOVÉ KOLO 11    | OPE0012-V07   | Výrobní výkres |
| ŘETĚZOVÉ KOLO 12    | OPE0012-V06   | Výrobní výkres |
| KLUZNÉ POUZDRO      | OPE0012-V19   | Výrobní výkres |

**Příloha A – Způsoby rozpojování hornin při vrtání [3]**

| Způsoby rozpojování hornin při vrtání |                                                                           |                                                                                                        |                     |                                     |                                           |                                                                                            |                                              |                 |  |
|---------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------|-------------------------------------|-------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------|-----------------|--|
| Mechanické                            |                                                                           |                                                                                                        |                     | Fyzikální                           |                                           |                                                                                            |                                              |                 |  |
| Vrubové                               | Trískové                                                                  | Kombinované                                                                                            | Valivé              | Termické                            | Elektro-termické                          | Kombinované                                                                                | Ostatní                                      |                 |  |
| Nárazové                              | V horninách měkkých - listová dláta                                       | Rotačně přiklepné s použitím úderů o nižší frekvenci, ale vysoké energii úderu                         | S dláta diskovými   | Metody plamenové                    | Vysoko frekvenční indukční metoda         | Elektrohydraulické metody                                                                  | Tryskání supervysokými tlaky vodními paprsky |                 |  |
| Přiklepové                            |                                                                           |                                                                                                        | S dláta zubovými    | Metody plazmové                     |                                           | Infračmiřnění vyvozované hydraulickými rezonátory                                          |                                              |                 |  |
| Vibrační                              | V horninách středně tvrdých korunky a dláta armována tvrdokovovými břitzy | Rotačně nárazové/vibrační/ s použitím úderu/vibrací/ o vyšší až vysoké frekvenci a nízké energii úderu | S dláta roubíkovými | Odpalování látek vysoké výhřevnosti | Vysoko a nízkofrekvenční kontaktní metody | Ultrasonické a sonické vibrace                                                             | Laserové paprsky                             |                 |  |
|                                       | V horninách tvrdých a velmi tvrdých - korunky a dláta armována diamanty   |                                                                                                        |                     |                                     |                                           | Mechanicko-tepečná metoda založená na kontinuálním odpalování explozivních patron na čelbě |                                              | Chemické metody |  |
|                                       |                                                                           |                                                                                                        |                     |                                     | Ultrafrekvenční metody                    |                                                                                            |                                              |                 |  |

---

## Poděkování:

Rád bych chtěl poděkovat firmě Ferrit s.r.o., za to, že mi dala možnost řešit úlohu z praxe. Velice si vážím přínosu do mé další profesní kariéry. Jmenovitě bych rád poděkoval mému konzultantovi Ing. Josefu Habrnalovi, za jeho ochotu, přátelské jednání a čas, který věnoval této bakalářské práci. Dále vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za odborné vedení, ochotu spolupracovat a dělit se o své cenné rady a připomínky. Vážím si také podpory mých blízkých nejen při psaní mé bakalářské práce.